



**João Luis
Ferreira Camacho**

**Desenvolvimento dum modelo dinâmico aplicado à
combustão de cargas de biomassa em fogões
domésticos.**



João Luis
Ferreira Camacho

Desenvolvimento dum modelo dinâmico aplicado à
combustão de cargas de biomassa em fogões
domésticos.

dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para
cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre
em Engenharia do Ambiente, realizada sob a orientação científica do
Professor Doutor Luís António da Cruz Tarelho, Professor Auxiliar do
Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro.

Dedico este trabalho aos meus pais e à Sofia

o júri

presidente

Prof. Dr. António José Barbosa Samagaio

Prof. Associado do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro

Prof. Dr. Luís António da Cruz Tarelho

Prof. Auxiliar do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro
(Orientador)

Prof. Dr. Nelson Amadeu Dias Martins

Prof. Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Agradeço ao Professor Doutor Luís Tarelho, aos meus pais, e à Sofia.

palavras-chave

recuperador, fogão, calor, biomassa, modelo

Resumo

O trabalho desenvolvido e apresentado neste documento, visa uma melhor compreensão do processo de combustão de cargas de biomassa num fogão doméstico. Com base em ensaios experimentais e pesquisas bibliográficas, é desenvolvido um modelo numérico utilizando um software de simulação dinâmica, que tenta descrever os fenómenos que ocorrem na combustão de biomassa em fogões domésticos. Os resultados do modelo são comparados com a informação obtida experimentalmente, e são analisados alguns parâmetros do modelo.

As principais dificuldades encontradas estão relacionadas com o grande número de factores que afectam o processo de combustão, e o seu carácter transiente neste tipo de equipamentos.

O modelo calcula a evolução da temperatura, composição gasosa e trocas de calor no fogão.

Os resultados experimentais revelaram que o modelo prevê qualitativamente o comportamento do sistema em termos de temperatura, embora quantitativamente exista alguma discrepância entre os valores de temperatura previstos e os valores obtidos experimentalmente

Keywords

recuperator, stove, heat, biomass, model

Abstract

The work developed and presented in this document aimed a better understanding of the batch process of burning biomass on a domestic stove. Based on experimental trials and bibliographic researches, a numerical model, which attempts to describe the phenomena taking place in the burning of biomass in household stoves, is developed using dynamic simulation software. The results of the model are compared with information obtained experimentally, and some parameters are analyzed. The main difficulties founded, are related to the large number of factors affecting the combustion process, and with its transient nature in this type of heating appliances. The modeling of radiation heat transfer in the combustion chamber also presented high difficulty, caused by the radiative properties of combustion gases.

The model calculates the evolution of temperature, composition of the gas mixture, and heat transfers in the stove.

The experimental results revealed that the model predicts qualitatively the behaviour of the system in temperature terms, although quantitatively there is some discrepancy between the temperature values predicted and the values obtained experimentally.

Índice

Índice.....	i
Índice de Figuras	iii
Índice de Tabelas	v
Nomenclatura	vii
Subscritos.....	x
Capítulo 1 - Introdução	1
1.1 Apresentação e objectivos do trabalho	1
1.2 Contexto europeu	2
1.3 Contexto Nacional	4
1.4 Biomassa	5
1.5 Conversão térmica da madeira	5
1.6 Software e Modelação em Extend	6
Capítulo 2 - Fundamentação Teórica	7
2.1 Caracterização da madeira	7
2.1.1 Composição química	7
2.1.2 Estrutura da madeira	9
2.1.3 Madeira como combustível	10
2.2 Combustão de biomassa	13
2.2.1 Pirólise	14
2.2.2 Combustão de uma partícula de biomassa	16
2.3 Modelação da combustão de biomassa	18
2.4 Transferência de calor	19
2.4.1 Condução	19
2.4.2 Convecção	20
2.4.3 Radiação	20
2.5 Modelação da combustão em sistemas de aquecimento a lenha	24
Capítulo 3 - Materiais e Métodos	27
3.1 Montagem do Sistema	27
3.1.1 Fogão	27
3.1.2 Célula de carga	30
3.1.3 Sensor de fluxo mássico	31
3.1.4 Melhoria dos isolamentos	31
3.1.5 Exaustão dos gases de combustão	32
3.1.6 Temperatura	32
Capítulo 4 - Modelo	34

4.1	Ensaio preliminares	34
4.2	Geração do calor de combustão	36
4.3	Balanço mássico.....	38
4.3.1	Composição do combustível	38
4.3.2	Ar de combustão	39
4.3.3	Necessidades estequiométricas de oxigénio	40
4.3.4	Gases de combustão.....	40
4.4	Balanço energético na câmara de combustão	43
4.4.1	Cálculo da temperatura e massa do volume de controlo da câmara de combustão	44
4.4.2	Transferência de calor	46
4.5	Balanço energético nas paredes e ar de ventilação forçada	50
4.5.1	Balanço energético às paredes verticais.....	53
4.5.2	Balanço energético às paredes superiores horizontais	55
4.5.3	Balanço energético à janela	57
4.6	Condições iniciais	57
Capítulo 5 - Apresentação e discussão dos resultados		58
5.1	Análise das variáveis calculadas no modelo.....	58
5.2	Análise de sensibilidade	65
5.3	Modelo vs Resultados experimentais.....	70
Capítulo 6 - Conclusões		74
6.1	Principais conclusões	74
6.2	Trabalho futuro	75
Bibliografia		76
Anexo I - Correlações.....		79
Anexo II –Cálculo da emissividade dos gases		81

Índice de Figuras

Figura 1 - Crescimento das energias renováveis: Projecções para o sector de aquecimento e da refrigeração até 2020 [2]	3
Figura 2 – Aspecto do modelo em Extend	6
Figura 3 – Relação típica entre teor de humidade e PCI (fonte: European Biomass Industry Association [10])	11
Figura 4 - Mecanismo de pirólise da biomassa [8]	16
Figura 5 – Combustão de uma partícula de biomassa	17
Figura 6 – Variação da concentração de CO ₂ típica nos gases de escape [23]	25
Figura 7 – Fogão doméstico utilizado nas experiências	27
Figura 8 – Grelha do fogão.	28
Figura 9 – Caixa de cinzas do fogão	28
Figura 10 – Vista de frente e em corte do fogão.....	29
Figura 11 – Vista de lado em corte do fogão	29
Figura 12 – Sensor de carga instalado na base do fogão	30
Figura 13 – Sensor de fluxo mássico para monitorização do caudal de ar de combustão.	31
Figura 14 – Pormenor da instalação do sensor de fluxo mássico para monitorização do caudal de ar de combustão.	32
Figura 15 – Localização dos pontos de medição de temperaturas no fogão.	33
Figura 16 - Variação da temperatura dos gases de combustão para o sobreiro e pinheiro. ..	35
Figura 17 - Variação da carga ao longo de um ciclo de combustão para o sobreiro e pinheiro.	35
Figura 18 - Variação do consumo de lenha ao longo de um ciclo de combustão para o sobreiro e pinheiro.....	35
Figura 19 – Perfil de temperaturas (°C) da parede exterior lateral esquerda do fogão.....	36
Figura 20 – Correlação para o caudal de ar de combustão em função da temperatura dos gases na câmara de combustão.	39
Figura 21 – Parte do balanço mássico no ambiente Extend	42
Figura 22 – Correlação entre temperatura dos gases de escape (T4) em função da temperatura dos gases na câmara (T3).....	46
Figura 23 – Número de Reynolds do escoamento no volume de controlo 1 e 2, parede superior interior e parede vertical interior.....	48
Figura 24 – Esquema dos volumes de controlo considerados para o balanço mássico e energético.....	51
Figura 25 – Desenvolvimento de fronteira térmica calculada no modelo	52
Figura 26 – Simulação do consumo de biomassa e da evolução da temperatura dos gases de combustão.	58

Figura 27 – Evolução das temperaturas das paredes e gases de combustão calculadas pelo modelo.....	59
Figura 28 – Evolução das temperaturas do ar de ventilação nos volumes de controlo 1 e 2 calculadas pelo modelo.....	60
Figura 29 – Componentes de potência no fogão de energias na câmara de combustão	61
Figura 30 – Rendimento da transferência de calor na câmara previsto pelo modelo	62
Figura 31 – Convecção e radiação na câmara. de combustão previstas pelo modelo.....	63
Figura 32 – Fracções molares dos gases de combustão previstos pelo modelo.....	64
Figura 33 – Potência térmica dissipada para o ambiente calculada pelo modelo ao longo de um ciclo de combustão.....	65
Figura 34 – Temperatura dos gases na câmara de combustão modelada em diferentes cenários	66
Figura 35 – Rendimento em vários cenários	67
Figura 36 – Potência térmica dissipada para o ambiente no cenário - PCI.....	67
Figura 37 – Fluxo de calor para o ambiente no cenário - TI	68
Figura 38 – Efeito do PCI na temperatura das paredes	69
Figura 39 – Efeito da temperatura inicial na temperatura das paredes.....	69
Figura 40 – Efeito da correlação na temperatura dos gases na câmara.....	70
Figura 41 – Temperatura dos gases de combustão previstas no modelo e valores obtidos experimentalmente durante a combustão de pinho.	71
Figura 42 – Evolução da temperatura da parede externa superior prevista no modelo e experimental.	72
Figura 43 – Evolução da temperatura da janela prevista no modelo e experimental.....	72
Figura 44 – Evolução da temperatura da parede externa vertical prevista no modelo e experimental.	73
Figura 45 – Evolução da temperatura do ar de ventilação prevista no modelo e experimental.	73

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Propriedades típicas da madeira e do carvão.	12
Tabela 2 – Características do fogão	28
Tabela 3 – Legenda das Figuras (8) e (9)	30
Tabela 4 – Legenda da Figura 15.....	33
Tabela 5 – Consumo de massa experimental, introduzido no modelo.....	37

Nomenclatura

Variável	Designação	Unidades
α	= absorvidade	--
β	= coeficiente de expansão volúmica	K^{-1}
σ	= constante Stefan-Boltzmann	$J \cdot s^{-1} \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$
ν	= viscosidade cinemática	$m^2 \cdot s^{-1}$
ρ	= densidade	$kg \cdot m^{-3}$
ε	= emissividade	--
$a_{n,i}$	= coeficientes para a função $t=f(u)$, com $n=1,2,3$	--
A_s	= área superficial	m^2
c_p	= calor específico a pressão constante	$J \cdot kg^{-1} \cdot K$
$c_{p,p}$	= calor específico da parede	$J \cdot kg^{-1} \cdot K$
D	= dimensão característica	m
e_p	= espessura da parede	m
E_p	= energia contida na parede	J
\dot{E}	= potência térmica	$J \cdot s^{-1}$
\dot{E}_{comb}	= potência térmica gerada pela reacção de combustão	$J \cdot s^{-1}$
\dot{E}_{ac}	= potência térmica do ar de combustão	$J \cdot s^{-1}$
\dot{E}_{ge}	= potência térmica dos gases de escape	$J \cdot s^{-1}$
g	= aceleração gravítica (= 9.8)	$m \cdot s^{-2}$
w	= fracção mássica	--
h_{conv}	= coeficiente de transferência de calor por convecção	$J \cdot s^{-1} \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
h_j	= entalpia específica molar do composto j	$J \cdot mol^{-1}$
$h_{j,ge}$	= entalpia específica molar do composto j na mistura de gases de escape	$J \cdot mol^{-1}$
H	= entalpia de uma substância	J
H_S	= entalpia associada à temperatura de uma substância	J
H_L	= entalpia associada à mudança de fase de uma substância	J
H_R	= entalpia associada à reacção de uma substância	J
k	= conductividade térmica	$J \cdot s^{-1} \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

L	= comprimento característico	m
L_e	= comprimento efetivo de feixe	m
L_t	= distância de desenvolvimento de fronteira térmica	m
m	= massa	kg
m_{bs}	= massa de combustível em base seca	kg
m_f	= massa de combustível	kg
M_i	= massa molecular do elemento i	kg·kmol ⁻¹
M_{ac}	= massa molecular do ar de combustão	kg·kmol ⁻¹
M_{gc}	= massa molecular da mistura de gases de combustão	kg·kmol ⁻¹
\dot{m}	= caudal mássico	kg·s ⁻¹
\dot{m}_{ac}	= caudal mássico do ar de combustão	kg·s ⁻¹
n	= número de moles	kmol
$n_{j,fuel}$	= número de moles do gás j produzido na combustão	kmol j·kg F ⁻¹
\dot{n}	= caudal molar	kmol·s ⁻¹
$\dot{n}_{j,ac}$	= caudal molar do gás j proveniente do ar de combustão	kmol·s ⁻¹
$\dot{n}_{j,fuel}$	= caudal molar do gás j produzido na combustão	kmol j·s ⁻¹
$\dot{n}_{j,gc}$	= caudal molar de gás j, nos gases de combustão	kmol j·s ⁻¹
$\dot{n}_{H_2O,s}$	= caudal molar de vapor de água libertado na secagem	kmol·s ⁻¹
Nu	= Número de Nusselt	--
p	= perímetro	m
P	= pressão	N·m ⁻²
P_c	= pressão dentro da câmara de combustão	N·m ⁻²
P_{ref}	= pressão atmosférica nas condições de referência (=101300)	N·m ⁻²
PCI	= poder calorífico inferior	J·g ⁻¹
Pr	= Número de Prandtl	--
\dot{Q}	= potência térmica	J·s ⁻¹
\dot{q}	= fluxo térmico	J·s ⁻¹ ·m ⁻²
Q_v	= caudal volumétrico	m ³ ·s ⁻¹

$Q_{v,gc}$	=	caudal volumétrico dos gases de combustão	$m^3 \cdot s^{-1}$
R	=	constante dos gases perfeitos (= 8,314)	$J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$
Ra	=	Número de Rayleigh	--
Re	=	Número de Reynolds	--
T_{∞}	=	temperatura do escoamento não perturbado	K
T_{ref}	=	temperatura nas condições de referência (= 273)	K
T_s	=	temperatura superficial	K
V_c	=	volume da câmara de combustão	m^3
w	=	fracção mássica	--
w_{iF}	=	fracção mássica do elemento i no combustível seco	$kg_i \cdot kg_F^{-1}$
$w_{j,gc}$	=	fracção mássica do gás j na mistura de gases de combustão	$kg_i \cdot kg_{gc}^{-1}$
y	=	fracção molar	--
$y_{j,ac}$	=	fracção molar do composto j no ar de combustão	$kmol_j \cdot kmol_{ac}^{-1}$
$y_{j,ac,seco}$	=	fracção molar do composto j no ar de combustão seco	$kmol_j \cdot kmol_{ac,seco}^{-1}$
W	=	razão mássica	--
$Y_{s,j}$	=	consumo estequiométrico de oxigénio, kmol de O_2 /kmol de elemento ou composto j reagente	--

Subscritos

Subscrito	Designação
ac	= ar de combustão
gc	= mistura de gases de combustão
ge	= gases de escape
fuel	= combustível
i	= elemento
j	= composto
ref	= condições de referência

Capítulo 1 - Introdução

1.1 *Apresentação e objectivos do trabalho*

A dependência energética dos países é cada vez mais evidenciada nos media. O estilo de vida actual impõe uma grande pressão sobre os recursos energéticos e a utilização de energia está presente em todos os sectores de actividade.

Ao longo do tempo, a forma como a sociedade encara a energia foi-se alterando. Nos primórdios da industrialização a energia era vista como um recurso inesgotável mas de grande interesse para a produção, a quantidade e a forma como a energia era usada não era tida em conta, o que interessava era produzir mais e mais depressa. Com estas condições, assistiu-se a um aumento exponencial dos consumos energéticos até os dias de hoje.

Devido à crescente consciencialização de que a actividade do Homem tem um real e significativo impacto no ambiente, e de que as fontes de combustíveis fósseis são finitas e cada vez mais escassas, conceitos como a poluição, a libertação de gases de efeito estufa, e mais recentemente as alterações climáticas, começaram a fazer parte da perspectiva da utilização de energia. Começaram-se a desenvolver tecnologias de conversão e aproveitamento de energias mais limpas, e procuraram-se novas fontes energéticas menos poluidoras.

Actualmente, e desde os finais do último século, a energia, além de estar associada aos problemas ambientais, está cada vez mais ligada à economia. As alterações climáticas, a dependência crescente dos combustíveis derivados do petróleo ou de outros combustíveis fósseis, o aumento das importações e os custos crescentes da energia estão a tornar as nossas sociedades e economias vulneráveis.

A utilização de energias renováveis constitui uma elevada contribuição para limitar as alterações climáticas, para a segurança do aprovisionamento energético, e para a diminuição da dependência dos combustíveis fósseis.

O aumento do conhecimento acerca dos sistemas de combustão tem o potencial de melhorar a eficiência energética, ao nível do rendimento térmico, assim como reduzir os efeitos prejudiciais para o ambiente, ao nível da eficiência de combustão e emissão de gases poluentes. O desenvolvimento de modelos de sistemas de combustão tem assim um papel importante para a optimização energética e ambiental dos sistemas. É neste prisma que surge este trabalho, com o objectivo de analisar o processo de combustão de cargas de biomassa num recuperador de calor doméstico, e conceber um modelo que permita simular a evolução temporal do processo. Assim, procede-se a uma introdução sobre a situação actual da energia e utilização de biomassa.

1.2 Contexto europeu

A União Europeia tem de enfrentar grandes desafios no domínio da energia, tanto em termos de sustentabilidade e de emissões de gases com efeito de estufa, como de segurança do abastecimento e da dependência das importações, ou ainda de competitividade e da realização efectiva do mercado interno da energia.

A Comissão Europeia adoptou o Plano de Acção para a Eficiência Energética, com os principais objectivos de aumentar em 20% a eficiência energética, reduzir 20% da emissão de gases de efeito estufa, e aumentar a percentagem de energia obtida por renováveis para os 20%, até 2020. O plano inclui medidas que visam melhorar o rendimento energético dos produtos, dos edifícios e serviços, da produção e distribuição de energia, reduzir o impacto dos transportes no consumo energético, facilitar o financiamento e a realização de investimentos neste domínio, suscitar e reforçar um comportamento racional em matéria de consumo de energia e consolidar a acção internacional em matéria de eficiência energética.

O sector da transformação da energia consome cerca de um terço da energia primária, enquanto o rendimento energético médio das instalações de conversão se situa em torno dos 40%. O potencial de melhoria é importante e permitirá reduzir significativamente as perdas de energia. Os sectores dos transportes e da indústria são, ambos, grandes consumidores de energia. No entanto, são os edifícios os responsáveis por cerca de 40 % do consumo energético na Europa. A energia gasta com a iluminação, o aquecimento (incluindo água quente sanitária) e a refrigeração das nossas casas, locais de trabalho e locais de lazer é superior à consumida por qualquer um dos outros dois sectores [1].

À medida que o nível de vida da população vai melhorando, a utilização dos sistemas de climatização aumenta, traduzindo-se num consumo crescente de energia nas habitações. Dez milhões de caldeiras existentes nas habitações europeias têm mais de 20 anos, a sua substituição permitirá economizar 5 % da energia utilizada no aquecimento [1].

O sector do aquecimento e da refrigeração representa aproximadamente 50% do consumo energético final global da UE e apresenta um elevado potencial para uma utilização eficaz de recursos renováveis, nomeadamente biomassa, solar e geotérmica. No entanto, com as energias renováveis a representar actualmente menos de 10% da energia consumida para fins de aquecimento e refrigeração, este potencial está longe de ser explorado [2].

Para atingir a meta global para 2020, a contribuição das energias renováveis no sector do aquecimento e da refrigeração deveria ser mais do dobro, em comparação com a quota actual de 9%. A Figura 1 mostra o crescimento projectado até 2020 das energias renováveis para o sector de aquecimento e da refrigeração. A maior parte do crescimento poderia provir da biomassa e envolverá sistemas mais eficientes para os agregados familiares e centrais de produção combinada de calor e electricidade, alimentadas a biomassa. O restante poderia provir de instalações geotérmicas e solares [2].

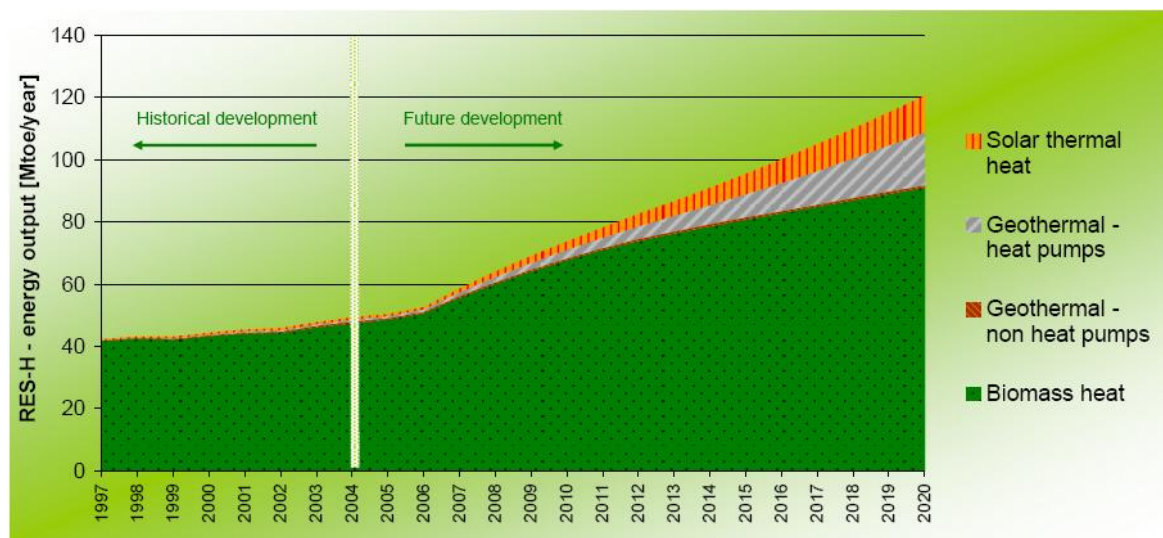


Figura 1 - Crescimento das energias renováveis: Projecções para o sector de aquecimento e da refrigeração até 2020 [2]

1.3 Contexto Nacional

O Plano Nacional de Acção para a Eficiência Energética, recentemente aprovado pelo Governo em Conselho de Ministros, tem como objectivo principal alcançar dez por cento de eficiência energética até 2015 e define 12 programas que abrangem diferentes sectores. Tendo como objectivo potenciar a dinamização da reabilitação urbana sustentável, o programa Renove Casa & Escritório prevê a intervenção em 200 mil fogos, a necessitar de remodelação, através de três medidas: Janela Eficiente, Isolamento Eficiente e Calor Verde.

A medida Calor Verde pretende incentivar a aplicação de recuperadores de calor a biomassa no sector residencial, com um programa de instalação de 200 mil de aquecimento de ambiente eficientes, como complemento e alternativa aos meios tradicionais de aquecimento do ambiente, num parque habitacional com cerca de 5,5 milhões de fogos. A partir de 1 de Janeiro do 2009, todas as habitações vão precisar de um certificado energético para efeitos de venda ou arrendamento, de acordo com o Sistema Nacional de Eficiência Energética da Qualidade do Ar Interior dos Edifícios, gerido pela ADENE.

No âmbito do Plano de Acção para a Eficiência Energética, foi ainda criado o programa Fiscalidade Verde que, entre outras medidas, irá criar incentivos fiscais à micro-produção e alinhar progressivamente a fiscalidade com o Sistema de Certificação Energética dos Edifícios dando benefícios a habitações de classe A e A+.

Através do recentemente criado Fundo para a Eficiência Energética, que irá fomentar a recuperação urbana e a implementação de medidas de eficiência energética, o consumidor terá acesso a um crédito pessoal bonificado para financiar a implementação das medidas de eficiência energética e reabilitação previstas no certificado energético. Este crédito bonificado implica um acordo com os bancos até 250 milhões de euros/ano, bem como a redução, entre quatro e oito por cento, na taxa para créditos sem garantias. Entre outros incentivos à eficiência no sector residencial e de serviços, é criado o Cheque Eficiência que consiste num prémio pela redução efectiva do consumo de electricidade. Este cheque será de valor igual a dez por cento do gasto anual com a electricidade, durante dois anos, se esta baixar dez por cento, e igual a 20 por cento do gasto anual em energia eléctrica durante dois anos, no caso de a redução ser de 20 por cento. Serão criados benefícios no licenciamento à construção eficiente e, no plano fiscal, será ainda constituído um regime de amortizações aceleradas para as empresas que pretendam adquirir equipamentos e viaturas eficientes.

1.4 Biomassa

Em 2005 a UE cobria 4% das suas necessidades energéticas a partir da biomassa. Se utilizasse totalmente o seu potencial, poderia mais do que duplicar a utilização da biomassa até 2010 (de 69 mtep em 2003 para cerca de 185 mtep em 2010), sem deixar de respeitar as boas práticas agrícolas, de salvaguardar a produção sustentável de biomassa e não afectando de forma significativa a produção interna de produtos alimentares [3].

O aumento da utilização da biomassa poderá trazer os seguintes benefícios, em 2010: diversificação do abastecimento energético da Europa, aumentando a quota das energias renováveis em 5% e diminuindo a dependência da energia importada de 48% para 42%; redução das emissões de gases com efeito de estufa em 209 milhões de toneladas de CO₂ equivalente por ano; 250 000 – 300 000 empregos directos, principalmente em zonas rurais; uma potencial pressão no sentido da diminuição dos preços do petróleo, devido à diminuição da procura [3].

No entanto o aumento da utilização de biomassa pode conduzir a um aumento da emissão de partículas para a atmosfera.

1.5 Conversão térmica da madeira

A quantidade máxima de energia possível de obter a partir da madeira é atingida pela combustão completa (equação (1.1)).



Dando origem a vapor de água, dióxido de carbono, cinzas e compostos minoritários (c.m.).

No entanto, outros processos térmicos podem ser aplicados à madeira com o intuito de obter um combustível com características diferentes, nomeadamente a pirólise e a gasificação.

A pirólise consiste na decomposição da madeira por tratamento térmico num meio não oxidante, resultando em inúmeros compostos químicos [4].

A gasificação consiste na produção de uma mistura de gases combustíveis a partir da madeira [5].

1.6 Software e Modelação em Extend

O *Extend* é um software de simulação, produzido pela *Imagine That, Inc*, que permite desenvolver modelos dinâmicos de processos reais. Um modelo em *Extend* é composto por blocos e variáveis com conexões entre eles. Cada bloco corresponde a uma operação ou processo pré-definido no programa do bloco. Os blocos podem transformar variáveis, produzir variáveis através de dados inseridos, ou tornar a informação das variáveis graficamente visível. O *Extend* pode funcionar de acordo com duas metodologias de modelação: contínua ou discreta, sendo a causa da mudança do estado do modelo o factor que as distingue. Neste trabalho o interesse é apenas na modelação contínua. Na modelação contínua os valores variam directamente com o tempo, o passo temporal é definido no início da simulação e as variáveis são calculadas em cada passo. Como exemplo do ambiente gráfico do *Extend*, a Figura 2 esquematiza o balanço energético para a parede interior vertical no modelo em *Extend*.

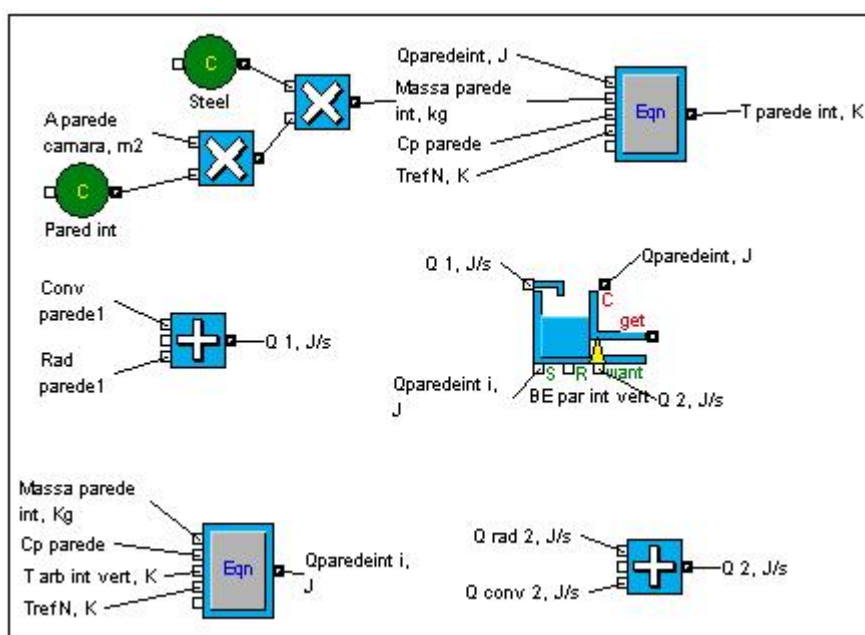


Figura 2 – Aspecto do modelo em Extend

Foi também utilizado o *MS Excel* para o tratamento numérico dos dados obtidos experimentalmente, assim como para o tratamento dos resultados do modelo.

Capítulo 2 - Fundamentação Teórica

2.1 *Caracterização da madeira*

A madeira é uma substância heterogénea e porosa, e os seus principais componentes são os polímeros que compõem as paredes celulares de materiais vegetais: celulose, hemicelulose e lenhina. A composição elementar aproximada da madeira em base seca é 50% carbono, 6% hidrogénio, 44% oxigénio, e quantidades residuais de vários iões metálicos. Informação sobre a composição química detalhada de várias espécies de árvores pode ser encontrada em Pettersen [6].

2.1.1 *Composição química*

A composição química da madeira não pode ser definida precisamente para uma dada espécie ou mesmo para uma dada árvore, pois a composição apresenta variações com a parte da árvore, a sua idade, tipo de madeira, localização geográfica, clima e condições do solo. Uma análise à composição química da madeira permite distinguir as árvores gimnospérmicas (conhecidas comercialmente como resinosas ou *softwoods*) como o pinheiro, das árvores angiospérmicas dicotiledóneas (normalmente conhecidas como folhosas ou *hardwoods*), como o eucalipto ou a acácia [6].

Os polímeros constituem, no conjunto, cerca de 95% do peso da madeira anidra. Existem também constituintes poliméricos minoritários como pectinas e amido. Os compostos orgânicos de baixo peso molecular são menos abundantes e de natureza química variada (compostos alifáticos, terpenos, esteróis, compostos fenólicos, entre outros) sendo correntemente designados como extractáveis pela relativa facilidade com que são extraídos da madeira com solventes orgânicos ou com soluções aquosas. Existe ainda uma fracção de material inorgânico referida vulgarmente como cinzas [7].

A celulose e a hemicelulose são hidratos de carbono que correspondem a cerca de 65-75% da madeira seca [6].

A celulose é um polímero de cadeia longa não ramificada composto por unidades β -D-glucose, celobiose e com ligações glicosídicas 1-4, com composição elementar $C_6H_{10}O_5$, e que forma a estrutura da madeira, sendo o componente principal das paredes das suas células, o seu teor na base seca varia entre 40 e 50% [8].

A hemicelulose é um polissacárido de composição variável com reduzido grau de polimerização, incluindo monossacáridos de 5 e 6 átomos de carbono, que juntamente com a celulose, contribui para a estrutura da planta, encontrando-se predominantemente na parede primária e secundária. A sua estrutura é muito semelhante à da celulose, no entanto, é mais curta e apresenta mais ramificações, apresentando um peso molecular mais baixo que a celulose. A lenhina é um heteropolímero aromático com uma estrutura tridimensional irregular e ramificada. É constituída por unidades de fenilpropano com diferentes padrões de substituição e unidas por vários tipos de ligações como ligações carbono-carbono e ligações éter. É responsável pela junção das células [7], [8].

A coesão da complexa estrutura da parede celular e a dificuldade de isolamento da celulose, hemiceluloses e lenhina de forma completa por tratamentos químicos selectivos são evidências de que existe uma associação entre os vários componentes macromoleculares e não apenas uma mistura física entre eles [6], [8].

Além destes componentes principais, a madeira contém um número elevado de compostos orgânicos de baixo peso molecular, normalmente denominados por extractáveis, água e uma pequena quantidade de compostos minerais que dão origem às cinzas e que constituem menos de 1% da madeira seca. A concentração de cada componente depende da espécie, tipo de tecido, estado de crescimento e condições de crescimento [8].

A abundância e a composição dos extractáveis varia significativamente entre espécies o que pode ser utilizado para classificação taxonómica baseada na composição química, apesar de diferentes partes de uma mesma árvore poderem apresentar algumas diferenças e ocorrerem variações decorrentes do armazenamento e secagem da madeira. Os extractáveis são na sua maioria compostos alifáticos, terpenos e terpenóides, e compostos fenólicos, localizando-se fundamentalmente nos canais resínicos das resinosas e células de parênquima radial na madeira de resinosas e folhosas. A madeira do cerne é particularmente rica em extractáveis, principalmente compostos fenólicos [7].

Devido ao facto de ser essencialmente constituída por hidratos de carbono, a biomassa tem muito mais oxigénio que os combustíveis fósseis convencionais, incluindo

o carvão, correspondendo a cerca de 30 a 45% da matéria seca. Por este motivo, teoricamente, a combustão da biomassa necessita de menor quantidade de oxigénio estequiométrico do que a combustão do carvão. No entanto, tal como nos combustíveis fósseis, o principal constituinte é o carbono, cerca de 30 a 60% da matéria seca, seguido do oxigénio. O hidrogénio é o terceiro maior componente, com cerca de 5 a 6% da matéria seca. O azoto, enxofre e cloro encontram-se em quantidades normalmente inferiores a 1% da matéria seca, sendo no entanto responsáveis pela formação de emissões poluentes [8].

Já para o caso específico da madeira, a sua composição elementar varia pouco com a espécie vegetal que lhe deu origem. É admitido geralmente que a madeira anidra contenha em massa: 49 a 50% de carbono, 6% de hidrogénio, 43 a 44% de oxigénio, 0,2 a 0,5 % de azoto e minerais (cálcio, magnésio, sódio, potássio, ferro, sílica, fósforo, etc.) em quantidades variáveis de acordo com a espécie vegetal [6].

A matéria lenhosa contém água sob duas formas: água intersticial, presente nas cavidades celulares e intercelulares, e água de constituição, sendo constituinte químico das paredes das células (microfibras). No processo de secagem da madeira, liberta-se primeiramente a água intersticial. Quando toda a água intersticial for eliminada resta apenas a água de constituição, contida nas paredes das células, atingindo-se então o ponto de saturação das fibras. Se o processo de secagem continuar, as células vão perdendo a sua água de constituição e as fibras retraem-se, tornando-se mais finas. Este ponto é também considerado o ponto abaixo do qual as propriedades físicas e mecânicas começam a alterar-se em função do teor de humidade. O processo de secagem é reversível, visto que a matéria lenhosa é higroscópica [9].

2.1.2 *Estrutura da madeira*

Do ponto de vista físico a madeira apresenta uma estrutura complexa, dando origem a propriedades anisotrópicas como a condutividade térmica ou a permeabilidade ao escoamento de gases [4].

Esta estrutura provém da madeira ser originária de um sistema biológico complexo, tornando-se um material de extrema variabilidade. A sua estrutura e composição química, bem como as suas propriedades físicas e mecânicas, variam significativamente entre espécies, entre árvores de uma mesma espécie e, mesmo, entre diferentes partes de uma mesma árvore.

A variabilidade, geralmente encontrada dentro de uma árvore individual, deve-se, provavelmente, às mudanças sofridas durante o envelhecimento e modificações impostas pelas condições ambientais. As variações da densidade dependem das mudanças na proporção dos vasos e das espessuras das paredes celulares das fibras. O aumento da densidade pode ser o resultado do aumento da espessura da parede celular das fibras ou de um aumento na proporção das fibras em relação, por exemplo, à proporção de vasos [7].

2.1.3 *Madeira como combustível*

A medida normalmente usada para quantificar o conteúdo energético de um combustível é o seu poder calorífico, também denominado calor de combustão. De facto, existem vários valores de poder calorífico, dependendo de se se mede a entalpia de combustão, a energia interna de combustão, e se, caso o combustível contenha hidrogénio, a água produzida na combustão seja contabilizada na fase de vapor ou na fase líquida. Para o caso da água produzida ser contabilizada na fase de vapor o poder calorífico é referido como poder calorífico inferior, para o caso da água ser contabilizada na fase líquida, o poder calorífico é referido como poder calorífico superior.

A entalpia de combustão é determinada a pressão constante, e por isso inclui a energia de escoamento. Para o caso da combustão ocorrer a volume constante, o poder calorífico é dado pela variação da energia interna, obtida experimentalmente por uma bomba calorimétrica.

Os parâmetros mais importantes para a combustão são o poder calorífico, a temperatura de combustão, a energia de activação e o teor em cinzas. Estas características são influenciadas pelas propriedades dos combustíveis (análise próxima, teor de humidade, minerais, etc.) e pelas características da instalação de queima [8].

A humidade da biomassa é um factor limitante na sua combustão, devido ao seu efeito no poder calorífico, pois apesar da reacção de combustão ser exotérmica, a evaporação da água é altamente endotérmica. A Figura 3 mostra o efeito do teor de humidade no poder calorífico inferior da madeira.

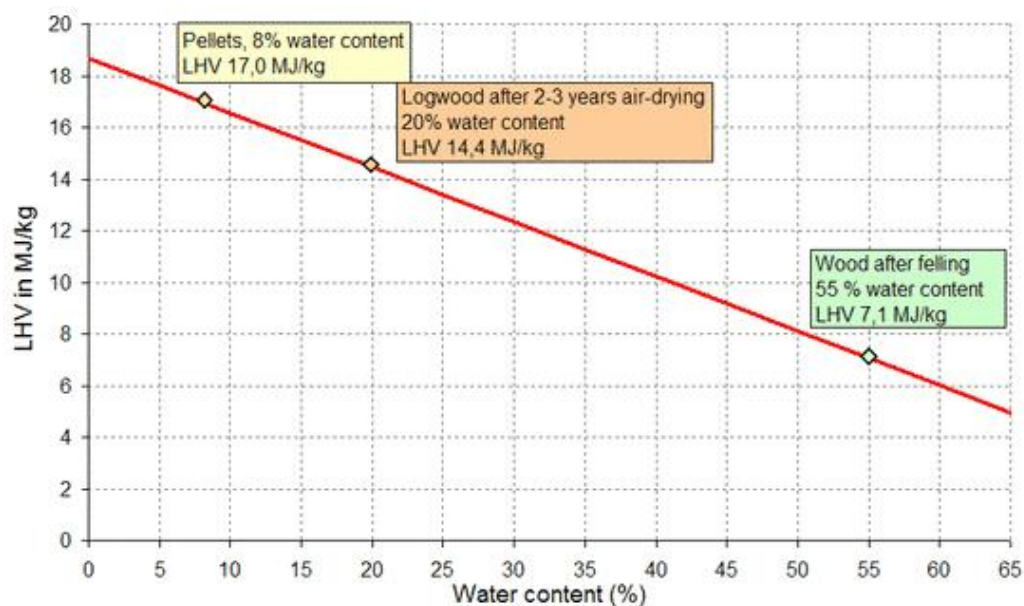


Figura 3 – Relação típica entre teor de humidade e PCI (fonte: European Biomass Industry Association [10])

Existem várias correlações entre o poder calorífico e a composição do combustível. As fórmulas desenvolvidas para o carvão, como a equação de Dulong, tipicamente não são boas aproximações para a biomassa. Apesar de as cinzas não contribuírem substancialmente para a energia libertada na combustão, alguns elementos presentes nas cinzas podem funcionar como catalisadores na decomposição térmica da madeira. O poder calorífico pode também ser correlacionado com a concentração de carbono, com incrementos de 1% na sua concentração a provocar, aproximadamente, um aumento de 0.39 MJ/kg do poder calorífico. A celulose tem um poder calorífico (17.3 MJ/kg) mais baixo que a lenhina (26.7 MJ/kg) devido ao seu maior grau de oxidação [8].

Alguns dos parâmetros que fazem da biomassa um bom combustível são a facilidade de secagem, elevado poder calorífico, baixa temperatura de ignição, elevado teor em voláteis, elevada taxa de combustão e baixa energia de activação. Por outro lado, certas características como a humidade, granulometria, densidade e heterogeneidade dos materiais lenhosos irão limitar a eficiência da sua combustão. O processo de combustão da biomassa é também um pouco mais complexo que outros combustíveis (ex. metano, gasolina, etc.), uma vez que o combustível apresenta uma composição química e estrutural complexa e muito variável entre espécies [8].

Outro aspecto importante é o facto de ser praticamente impossível obter uma mistura completamente homogénea entre o combustível e o ar de combustão, sobretudo quando se entra em conta com o curto espaço de tempo em que ocorre a mistura, ao contrário de por exemplo do metano, que pode ser misturado com o ar antes da ignição.

2.1.3.1 Madeira vs Carvão

A Tabela 1, adaptada de Bellais [5], apresenta uma comparação entre as propriedades típicas da madeira e do carvão. Nota-se que a madeira é um combustível mais limpo que o carvão, pois apresenta um menor conteúdo em enxofre, não sendo por isso necessária a dessulfurização dos gases libertados na combustão de madeira.

Tabela 1 – Propriedades típicas da madeira e do carvão.

	Madeira	Carvão
Densidade (seco) (kg/m ³)	570	1500
PCS (kJ/g)	19.4-22.3	23-34
Friabilidade	Baixa	Alta
Teor voláteis (bs)	81-87	16.0-35.0
Teor cinzas (% em bs)	0.2-1.35	6.0-23.3
Teor C (% em bs)	49-52	65-85
Teor H (% em bs)	5.4-7.0	3.1-5.6
Teor O (% em bs)	40-44	3.4-13.8
Teor N (% em bs)	0.00-0.35	0.9-1.6
Teor S (% em bs)	0.00-0.07	0.4-4.3

A madeira contém, normalmente, menos azoto na sua composição química que o carvão, tendo por isso um menor potencial de formação de NO_x-fuel. O potencial de formação de NO_x-térmico é também menor, pois tendo a madeira um poder calorífico menor que o carvão, origina temperaturas de gases de combustão mais baixas, o que reduz a formação de NO_x-térmico.

O produto do poder calorífico com a densidade resulta na densidade energética. Com os valores indicados na tabela, obtemos uma densidade energética para o carvão três a 5 vezes superiores á densidade energética da madeira. Isto é um factor que limita o uso da madeira como combustível, na medida em que requer mais esforço no transporte e armazenamento, para obter a mesma quantidade de energia, comparativamente ao carvão. É por esta razão que as centrais termoeléctricas de biomassa, como a central de Mortágua com uma potência instalada de 9MWe, se situam em zonas florestais, ao contrário das grandes centrais termoeléctricas a carvão, com potências maiores e menos limitações de localização.

O teor de voláteis da madeira é muito superior ao do carvão, tipicamente 4 vezes maior. Este é um parâmetro de grande importância no projecto de câmaras de combustão, porque quanto maior o teor de voláteis, maior será a quantidade de energia libertada na fase gasosa, e maior terá que ser o volume disponível na câmara de combustão para possibilitar a combustão dos gases libertados na desvolatilização.

Devido à baixa intensidade de combustão, e ao limite imposto pelas dificuldades no transporte de madeira, as centrais a biomassa têm no máximo 45MW de potência nominal. Edifícios que tipicamente usam sistemas de combustão a biomassa são escolas, hospitais, hotéis, centros comerciais, estufas, e unidades fabris [11].

2.2 Combustão de biomassa

Durante a combustão da biomassa ocorrem fenómenos complexos como reacções em escoamento turbulento, transferência de calor, massa e momento, reacções químicas homogéneas e heterogéneas.

A madeira apresenta várias características que afectam a sua combustão. Certas propriedades, tais como o tamanho da partícula, condutividade térmica, densidade, calor específico e porosidade são propriedades físicas que afectam os processos internos. Por outro lado, as propriedades que afectam os processos à superfície estão essencialmente relacionadas com a transferência de calor entre o ambiente exterior e a partícula, com a circulação do ar e com a transferência de massa entre os voláteis e o oxigénio [8].

O excesso de ar, para além do papel que tem na emissão de poluentes, é também muito importante na definição da eficiência do processo de combustão. Este parâmetro, juntamente com a composição da madeira e o seu poder calorífico e teor de humidade, é um factor importante tanto para a eficiência da combustão, como para a temperatura da chama [12].

A combustão tem lugar tanto na fase gasosa, pela combustão dos voláteis resultantes da pirólise da madeira, como por reacções heterogéneas de oxidação do resíduo carbonoso. A queima dos voláteis é normalmente muito mais rápida do que a oxidação do resíduo carbonoso. O ambiente da câmara de combustão tem assim elevada importância para a conversão total por combustão da madeira, e assim também para evitar as emissões poluentes, principalmente CO, resultante de reacções de combustão incompletas [8].

A taxa de combustão da biomassa depende de um número de fenómenos físicos e químicos. Os factores mais importantes são as taxas de transferência de calor e massa entre a biomassa e o ambiente envolvente, as cinéticas das reacções de pirólise e combustão, e a taxa de oxidação do resíduo carbonoso. Em partículas de grandes dimensões, a taxa de transferência de calor é o factor limitante da combustão, ao passo que para partículas de pequenas dimensões o processo é maioritariamente controlado pela cinética das reacções. Alguns estudos indicam que os iões metálicos presentes na biomassa têm algum efeito nas taxas de reacção, e pensa-se que actuam como catalisadores da pirólise [8].

Tem-se verificado que valores muito elevados de humidade podem levar a dificuldades na ignição, à limitação da libertação de voláteis, ao aumento na formação de CO e à redução da temperatura da combustão, afectando assim a qualidade da combustão [8].

Changkook, et al 2006 [13], estudaram a combustão de biomassa em leito fixo, com amostras de biomassa de diferentes propriedades, e concluíram que a taxa de combustão aumenta com o aumento do caudal de ar de combustão e diminui com a densidade do leito. Nas partículas com maiores diâmetros, a taxa de combustão e a velocidade de propagação da fronteira de ignição são menores, mas a quantidade de resíduo carbonoso e o período de oxidação do resíduo carbonoso são maiores.

2.2.1 *Pirólise*

Durante a combustão, o fluxo de voláteis nas camadas superficiais da partícula impede que o oxigénio existente no ar de combustão entre em contacto com a própria partícula, criando assim uma atmosfera inerte junto à partícula que proporciona a pirólise. Quando a desvolatilização termina, o oxigénio é transportado por difusão para o interior da partícula, dando origem a condições de combustão heterogénea do resíduo carbonoso [5].

Por isso, para compreender e modelar a combustão da madeira, é necessário primeiro um bom conhecimento sobre o processo da pirólise da madeira.

O fenómeno da pirólise é complexo, envolvendo transferência de calor, secagem, escoamento de líquidos e gases, anisotropia, contracção de superfície, e um vasto número de reacções químicas. Um conjunto de equações parciais diferenciais algébricas não lineares são necessárias para descrever a pirólise com detalhe, a solução destas equações requer um esforço computacional substancial. Na simulação

global da combustão numa câmara, cada conjunto de equações deverá ser resolvido para cada partícula. Na prática tal não é concebível, e são necessárias simplificações [5].

Para a biomassa a pirólise inicia-se com a quebra das ligações químicas dos principais componentes da matéria seca da biomassa (celulose, hemicelulose e lenhina), formando pontes intermediárias activas (biomassa activa). Em estudos realizados sobre o processo de pirólise da madeira verificou-se que a hemicelulose é o primeiro componente a ser alterado (a 200-260°C), seguido da celulose (a 240-350°C) e, finalmente, a lenhina (a 280-500°C) [8].

Vários factores afectam a taxa de pirólise e a própria composição, quantidade e propriedades dos produtos de pirólise. A temperatura, pressão e taxa de aquecimento são os parâmetros operatórios chave. Além disso, as propriedades da biomassa (composição química, teor de cinzas, tamanho e forma da partícula, densidade, teor de humidade, etc.) também desempenham um papel importante [4].

A humidade presente nos combustíveis atrasa significativamente o início da pirólise, assim como reduz a sua velocidade. O modelo de Arrhenius não descreve muito bem o processo de pirólise, e não é apropriado para calcular a pirólise de partículas maiores com gradientes de temperatura elevados, porque a pirólise em partículas maiores é controlada pelas resistências à transferência de calor, tendo a cinética de reacção um efeito reduzido [14].

O mecanismo de pirólise da biomassa é complexo e existem vários modelos para os produtos formados na pirólise, no entanto, para aplicações de engenharia, os produtos da reacção são normalmente aglomerados em três grupos (voláteis leves, voláteis pesados, resíduo carbonoso) ou dois grupos (voláteis, resíduo carbonoso), dependendo se o mecanismo incorporado no modelo for de reacção dupla, ou de reacção simples, respectivamente [8].

Os voláteis leves são na sua maioria H_2 , CO , CH_4 e os voláteis pesados são os óleos/alcatrões. Estes resultam tanto da decomposição primária do combustível sólido como das reacções secundárias dos produtos orgânicos voláteis condensáveis em gases de baixo peso molecular e resíduo carbonoso, á medida que são transportados pela partícula e pelo ambiente de reacção [14].

A Figura 4 representa um modelo do processo de pirólise. Tal como referido, o processo inicia-se com a conversão da biomassa original em biomassa activa, através da formação de pontes reactivas, as quais irão consequentemente reagir, levando à

libertação de asfaltos condensáveis e gases, permanecendo uma fracção rica em minerais e carbono, designado resíduo carbonoso [8].

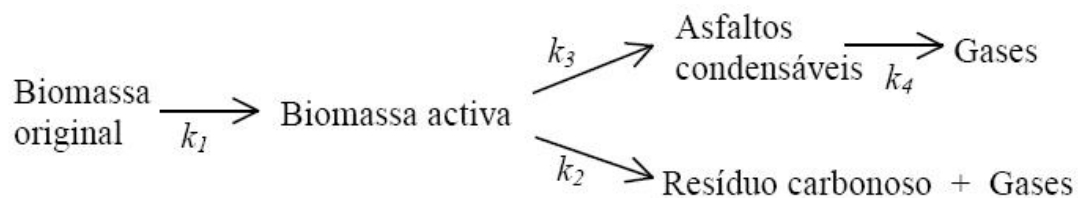


Figura 4 - Mecanismo de pirólise da biomassa [8]

A variação das energias de activação de pirólise da madeira é bem conhecida. São relatadas energias de activação simples de primeira ordem que variam entre 41 e 149,6 kJ/mol. Isto pode dever-se ao facto da madeira de diferentes espécies poder ter diferentes parâmetros cinéticos, e/ou à sensibilidade às condições experimentais utilizadas para a determinação da energia de activação [5].

2.2.2 Combustão de uma partícula de biomassa

Procede-se agora a uma descrição dos eventos que ocorrem durante a combustão de uma partícula de biomassa, esquematizado na Figura 5.

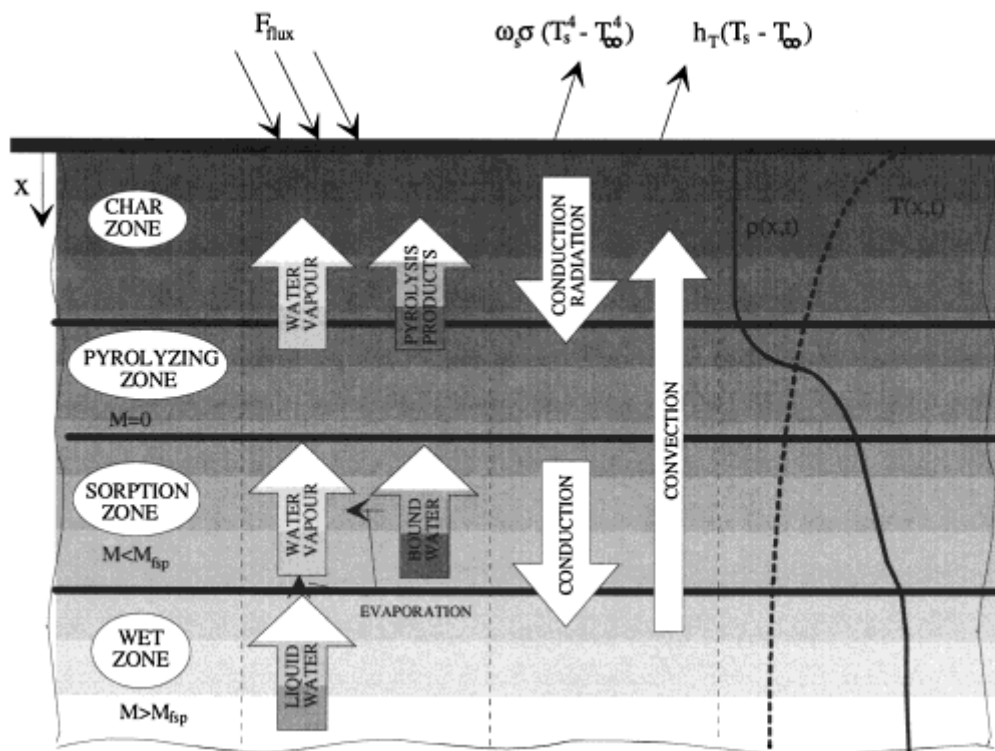


Figura 5 – Combustão de uma partícula de biomassa

Quando a partícula de biomassa é aquecida, começa por um período de secagem. Durante este período inicial de secagem, maior parte da energia recebida é consumida no aquecimento e evaporação da água. Se o teor de humidade estiver acima do ponto de saturação das fibras, os poros contêm água e a transferência da humidade interna é principalmente atribuída ao escoamento capilar da água livre através das cavidades [15].

A secagem ocorre a temperaturas cerca de 50- 150°C [8], no entanto, verifica-se na generalidade dos casos que esta é superior à temperatura do início da pirólise, o que significa que pelo menos parcialmente as duas etapas se processam simultaneamente, especialmente para o caso de partículas de grandes dimensões, no entanto, devido à cinética de reacção ser mais lenta do que a transferência de calor, essa sobreposição é insignificante para partículas muito pequenas. Para partículas maiores, a secagem e pirólise ocorrem ao mesmo tempo em grande parte do processo [15].

À medida que a secagem procede, o teor de humidade na superfície atinge o valor do ponto de saturação das fibras, e a frente de evaporação começa a penetrar no sólido. Adiante da frente de saturação, os poros ainda contêm água no estado líquido. Atrás da frente de saturação, não existe água no estado líquido e os principais mecanismos de transferência são a difusão da água de constituição, e difusão e

convecção do vapor de água. Com o tempo, a superfície do sólido atinge a temperatura de decomposição térmica, cerca de 190-300°C [8], formando-se uma frente de pirólise que liberta os voláteis em direcção ao exterior da partícula. Esta frente de pirólise propaga-se para o interior do sólido, deixando para trás uma camada de resíduo carbonoso a elevada temperatura [15].

À medida que os voláteis (libertados na pirólise) e o vapor de água (formado nas camadas interiores pela secagem) escoam em direcção à superfície, através desta camada de resíduo carbonoso, podem ocorrer reacções secundárias à pirólise. Estas reacções são tanto homogéneas, ocorrendo na fase gasosa onde os alcatrões pesados dividem-se em hidrocarbonetos mais leves e os voláteis mais ricos em oxigénio entram em combustão, como heterogéneas, com reacções exotérmicas de oxidação do carbono fixo [15].

À superfície das partículas de biomassa, o vapor de água e os voláteis, incluindo os asfaltos, misturam-se com ar ambiente e a matéria combustível irá reagir com o oxigénio, formando a chama, e fornecendo a energia suficiente para que o processo de pirólise continue e seja auto-sustentável. Verifica-se que nesta fase o sentido da difusão dos produtos é em direcção ao exterior da partícula, pelo que a quantidade de oxigénio que atinge a superfície é desprezável e, consequentemente, as reacções de oxidação da fracção residual de carbono são praticamente inexistentes [8].

A madeira seca perde até 80% da sua massa inicial durante a pirólise, levando a mudanças na estrutura física, como a contracção interna, recessão superficial e formação de fissuras na superfície. Se o oxigénio estiver disponível na superfície da partícula ocorre a oxidação do carbono fixo, caso contrário apenas ocorre oxidação dos voláteis na fase gasosa [15].

2.3 Modelação da combustão de biomassa

A formulação de modelos de combustão de biomassa, incorporando os fenómenos inerentes à massa, e a sua comparação com dados experimentais é dificultada por vários factores: grande gama de valores de propriedades (densidade mássica, calor específico, condutividade térmica, porosidade, permeabilidade) entre as diversas espécies de madeira; a elevada incerteza sobre as propriedades do carvão e madeira parcialmente carbonizada, incluindo as falhas estruturais e contracção; a diferente composição química da madeira, ou seja, as diferentes percentagens de celulose, hemicelulose e lignina; a diferente quantidade e composição da matéria inorgânica, que

conduz a diferentes produtos da pirólise; a elevada incerteza dos modelos e constantes cinéticas usadas nos mecanismos de reacção global [15].

Para a descrição da combustão e transferência de calor com base em princípios químicos e físicos, é necessário recorrer a modelos abrangentes, com os vários processos incorporados. A maior parte dos modelos existentes relativos à combustão de biomassa são modelos aplicados a partículas de pequenas dimensões como o modelo desenvolvido por Santos [16] para a combustão de uma partícula isolada, no qual podem ser usadas, por exemplo, equações simples de Arrhenius para modelar a secagem da partícula.

Um número significativo de modelos cinéticos e de transporte estão disponíveis para a pirólise da madeira, existindo uma revisão detalhada dos modelos e mecanismos para a pirólise em realizada por Di Blasi [4]. Alguns modelos têm em conta os processos heterogéneos de gasificação e combustão, com os casos mais simples a considerar os vários processos separados e sequenciais.

2.4 *Transferência de calor*

A combustão de uma partícula de madeira é um processo transiente. Como todos os processos de transferência de calor no sistema são dependentes da energia libertada pela combustão, todos esses processos são necessariamente transientes.

A maior parte do calor provisionado pelas lareiras clássicas é obtido através radiação das chamas, brasas e paredes. A utilização de ar circulante como transportador de calor aumenta a dimensão da componente de convecção [17].

O calor pode ser transferido em 3 diferentes modos: condução, convecção, e radiação. Todos estes modos requerem a existência de um gradiente de temperatura, e em todos os modos a transferência de calor é feita do sistema de maior temperatura para o sistema de menor temperatura. A transferência de calor tem direcção e magnitude.

2.4.1 *Condução*

A condução é a transferência de energia a partir de partículas mais energéticas para partículas adjacentes menos energéticas, em resultado das interacções entre as partículas, e pode ocorrer em sólidos, líquidos, ou gases.

A taxa de transferência de calor através de um meio depende da sua geometria, espessura, características do material, assim como da magnitude do diferencial de temperatura.

2.4.2 Convecção

A convecção é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e o líquido ou gás adjacente, e envolve os efeitos combinados da condução e movimento do fluido.

A convecção é dita convecção forçada se o escoamento do fluido sobre a superfície for imposto por meios externos, como uma bomba, uma ventoinha, ou pelo vento. Por outro lado, se o escoamento do fluido tiver apenas origem nas forças de flutuação induzidas pelas diferenças de densidade causadas pela diferença de temperatura, a convecção é dita convecção natural.

Apesar da complexidade da convecção, a taxa de transferência de calor por convecção é proporcional à diferença de temperatura, e é expressa pela Lei do Arrefecimento de Newton como:

$$\dot{Q} = h_{\text{conv}} \cdot A_s \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (2.1)$$

O coeficiente de transferência de calor de convecção é um parâmetro determinado experimentalmente cujo valor depende da geometria da superfície, da natureza do escoamento do fluido, das propriedades do fluido e da velocidade do fluido [18].

2.4.3 Radiação

A radiação resulta da emissão de energia pela matéria devido às oscilações e transições dos electrões que constituem a matéria. Estas oscilações são sustentadas por energia interna e dependem da temperatura da matéria. Ao contrário da condução e convecção, a transferência de calor através da radiação não requer a presença de um meio interveniente.

A radiação é um fenómeno volumétrico, e todos os sólidos, líquidos, e gases emitem, absorvem, ou transmitem radiação em variados graus. No entanto a radiação é considerada um fenómeno superficial para sólidos opacos à radiação térmica, porque a radiação emitida pelo interior destes materiais nunca pode atingir a superfície, e a radiação incidente nestes corpos é absorvida nos primeiros micrones da superfície.

A taxa máxima de radiação que pode ser emitida por uma superfície a uma certa temperatura é dada pela Lei de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q}_{\text{emit,max}} = \sigma \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.2)$$

Em que $\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ é a constante de Stefan-Boltzmann. A superfície ideal que emite radiação a esta taxa máxima é dita um corpo-negro, e a radiação emitida por um corpo-negro é designada por radiação de corpo-negro. A radiação emitida por todas as superfícies reais é menor do que a radiação de corpo-negro à mesma temperatura, e é expressa pela equação:

$$\dot{Q}_{\text{emit}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.3)$$

Onde ε é a emissividade da superfície. A emissividade toma valores entre 0 e 1, e é uma medida da aproximação de uma superfície real à superfície de um corpo negro. Outra importante propriedade da radiação de uma superfície é a sua absorvidade α , que é a fracção da energia de radiação incidente numa superfície que é absorvida pela superfície. Tal como a emissividade, toma valores entre 0 e 1. Um corpo negro é um perfeito emissor e perfeito absorvedor pois absorve e emite o máximo que pode absorver e emitir.

Em geral, tanto a emissividade como a absorvidade de uma superfície dependem da temperatura e do comprimento de onda da radiação. A lei de Kirchhoff estabelece que a emissividade e a absorvidade de uma superfície a uma dada temperatura e comprimento de onda são iguais. A taxa a que uma superfície absorve radiação é então determinada pela equação:

$$\dot{Q}_{\text{absorvido}} = \alpha \dot{Q}_{\text{incidente}} \quad (2.4)$$

Para superfícies opacas, a radiação incidente que não é absorvida é reflectida. A diferença entre a taxa de radiação emitida e a taxa de radiação absorvida dá o ganho (ou perda) por energia de radiação [18], [19].

2.4.3.1 Propriedades Radiativas dos Gases

Quando a radiação atravessa gases diatómicos simétricos, como o azoto ou o oxigénio, não existe interacção entre as moléculas e as ondas electromagnéticas pelo que se considera o meio como transparente. No caso de moléculas assimétricas, como a água ou o dióxido de carbono, as ondas electromagnéticas provocam transições de electrões nas moléculas.

A interacção da radiação com os gases verifica-se assim para comprimentos de onda definidos, correspondendo a transições específicas de electrões nas moléculas. Deste modo o efeito dos gases sobre a radiação depende do comprimento de onda a que é transferida e assim, da temperatura. Para cálculos é usual considerar-se um valor integral de intensidade de radiação ao longo do comprimento de onda. Nestas circunstâncias considera-se a interacção com o gás considerando-o como um gás cinzento, ou seja interage de uma forma uniforme para todos os comprimentos de onda a que a radiação se propaga.

Os gases elementares não têm cargas eléctricas livres ligadas ao átomo. Estes gases, como o hidrogénio, oxigénio, e o azoto praticamente não emitem radiação térmica e são transparentes à radiação infra-vermelha. Para cálculos de engenharia, a radiação do dióxido de carbono e do vapor de água são as mais importantes, porque estes gases são bons radiadores e estão presentes em concentrações elevadas nos gases de combustão. O monóxido de carbono, o dióxido de enxofre, e o metano também são bons radiadores, mas estão normalmente presentes em pequenas concentrações [18], [19].

2.4.3.2 Radiação nas partículas

A luminosidade das chamas é originada pela presença de partículas sólidas em suspensão resultantes da decomposição de hidrocarbonetos constituintes de combustíveis líquidos, ou então por cinzas e partículas carbonosas incandescentes resultantes da queima de combustíveis sólidos.

No caso do combustível queimado ser carvão pulverizado as partículas em suspensão chegam a atingir os 200 μm de diâmetro.

A radiação incidente numa suspensão de partículas, é parcialmente transmitida, outra parte absorvida e a restante reflectida. O modo como a radiação é reflectida é bastante complexo, compreendendo vários mecanismos, nomeadamente: difracção na interface gás/partícula; reflexão na superfície da partícula; refacção na interface gás/partícula e re-emissão a partir da partícula, após reflexão interna e refacção, nalguns casos pois muitas das partículas têm gases no seu interior.

Estes mecanismos ocorrem, numa maior ou menor extensão, com partículas de todos os tamanhos, envolvendo o uso das equações de Maxwell para a interacção entre partículas esféricas com ondas electromagnéticas, para determinar correctamente a extensão de cada um dos mecanismos. O efeito da interacção das partículas na radiação é o de provocar a absorção de parte da radiação e de difundir outra parcela.

As partículas formadas durante a combustão (fuligem) têm habitualmente tamanhos inferiores a 0.5 mm, isto é, são menores que os comprimentos de onda importantes na radiação térmica, pelo que são consideradas como pequenas. Consequentemente a atenuação da radiação já não resulta da obstrução directa pela área frontal das partículas. Neste caso os efeitos de refacção e difracção na superfície são mais importantes promovendo a dispersão da radiação em todas as direcções [19].

2.4.3.3 Modelação da radiação de meios participativos

O cálculo das propriedades da radiação gasosa é bastante complexo. Em [20] é apresentado um procedimento simplificado para cálculos de engenharia que pode ser utilizado no cálculo de emissividades do vapor de água e do dióxido de carbono, e métodos para o cálculo da troca de energia de radiação entre gases e os invólucros que os contêm.

O método permite obter directamente o valor de emissividade representado graficamente em função do produto da pressão parcial pelo comprimento efectivo de feixe dos raios. Para pressões parciais não desprezáveis é necessário efectuar uma correcção aos valores da emissividade apresentados multiplicando-a pelos factores correctivos C_{CO_2} e C_{H_2O} em função da pressão dos gases na mistura e da pressão total. Adicionalmente quando se considera a presença simultânea das duas espécies gasosas, existem interacções entre a participação dessas espécies para determinados comprimentos de onda pelo que existe um factor correctivo adicional $\Delta\epsilon$ que é subtraído dos valores anteriores para o cálculo da emissividade da mistura de gases que é assim obtida pela seguinte expressão:

$$\epsilon_{gas} = \epsilon_{CO_2}^* \cdot C_{CO_2} + \epsilon_{H_2O}^* \cdot C_{H_2O} - \Delta\epsilon \quad (2.5)$$

Como os valores da emissividade de cada gás dependem da temperatura pode em alguns casos justificar-se a consideração de um valor diferente para a emissividade do gás e para a absortividade do mesmo gás. Para tal é necessário conhecer a temperatura de onde provem a radiação incidente sobre o gás. Considerando que a radiação incidente sobre o gás é emitida por paredes vizinhas, à temperatura T_s , pode-se corrigir os valores das emissividades lidas para a temperatura do gás pela equação:

$$\alpha_{gas} = \epsilon_{CO_2}^* \cdot \left(\frac{T_g}{T_s}\right)^{0.65} \cdot C_{CO_2} + \epsilon_{H_2O}^* \cdot \left(\frac{T_g}{T_s}\right)^{0.45} \cdot C_{H_2O} - \Delta\epsilon \quad (2.6)$$

L_e é a dimensão característica do sistema, denominado por comprimento efectivo de feixe. Na ausência de informações sobre o comprimento efectivo de feixe para uma geometria específica, uma aproximação satisfatória é dada pela equação:

$$L_e = 3.6 \cdot \frac{V}{A} \quad (2.7)$$

Em muitas aplicações na engenharia, as paredes são sujas e cobertas por fuligem, tendo emissividades muito altas. A análise de invólucros cinzentos é muito complexa porque o fenómeno das reflexões múltiplas deve levar em consideração as características espectrais de absorção do gás [20].

2.5 Modelação da combustão em sistemas de aquecimento a lenha

A combustão é um processo complexo em termos de modelação numérica, pois geralmente envolve sub-processos em fase homogénea e heterogénea, que podem ocorrer simultaneamente e/ou sequencialmente, com dinâmica de fluidos tridimensional, reacções homogéneas e heterogéneas, cinéticas químicas, mistura turbulenta, evaporação de combustível, transferência de calor por radiação, convecção e condução [21].

Os modelos existentes para a geração de calor, através da combustão de lenha, mais especificamente toros de madeira, apresentam elevado grau de complexidade, incluindo códigos de dinâmica de fluidos computacional (DFC) para a descrição dos fenómenos na fase gasosa e a sua interacção com a fase heterogénea [12] [22].

Os modelos mais simplificados não têm em conta os diversos fenómenos relacionados com a própria combustão na câmara.

Seguem-se dois exemplos de trabalhos onde foram usadas simplificações para a geração de calor:

Exemplo 1: Heat transfer analysis of a domestic, Wood-burning, “heat-circulating” fireplace [17]

Na procura de maneiras mais eficientes de utilizar lareiras no aquecimento doméstico, analisaram as características de escoamento e de transferência de calor de uma chaminé de lareira revestida com uma caixa-de-ar circulante. Atribuindo valores pré-definidos ao consumo de massa e libertação de energia, à temperatura da chama e

do ar de entrada, assim como o caudal de ar circulante, tentaram prever a temperatura e velocidade do gás de escape, e a temperatura do ar ao longo da altura da chaminé.

Exemplo 2: Simplified dynamic model for heat input and output of heat storing stove [23]

Desenvolveram um modelo simplificado para descrever o calor libertado por fogões domésticos, utilizando um perfil de calor transferido para as paredes gerado por distribuições estatísticas. Concluíram que não é necessário conhecer a forma exacta da distribuição do calor transferido ao longo do tempo, uma vez que as perturbações são atenuadas. O calor transferido nas paredes pode ser descrito através de um pulso triangular simples. O tempo de combustão depende principalmente do tamanho da lenha.

A operação de carga tipo *batch* de fogões difere da operação de fogões com queima contínua. A madeira é queimada em cargas sequenciais, com uma taxa de queima inconstante. A taxa de combustão pode ser correlacionada aproximadamente com a concentração de CO_2 nos gases de combustão. A variação das concentrações de CO_2 e CO típica nos gases de escape numa operação por cargas de lenha pode ser observada na Figura 6.

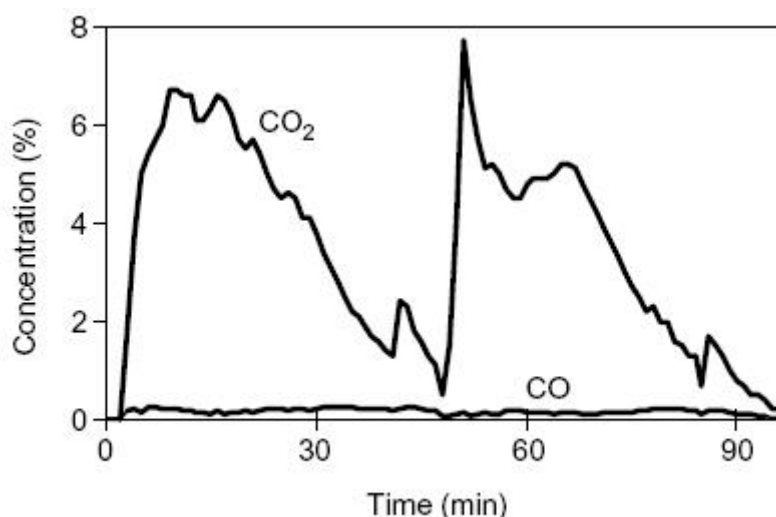


Figura 6 – Variação da concentração de CO_2 típica nos gases de escape [23]

Tanto a transferência do calor libertado na combustão para as paredes da câmara de combustão, como a transferência do calor contido na superfície do fogão para o ambiente exterior, não são processos estacionários. Existe também um desfasamento temporal entre estas duas transferências.

Os autores indicam vários métodos simplificados para estimar a transferência de calor para as paredes. Esta energia pode ser estimada a partir da energia contida na carga, multiplicando-a pela eficiência do sistema, e distribuindo-a em função do tempo. Esta distribuição, do calor transferido para as paredes da câmara de combustão, é necessária para avaliar o calor transferido para o ambiente exterior.

Na realidade, a combustão de um único toro de madeira não descreve precisamente a combustão num forno. Primeiro, todos os toros são únicos tornando o perfil de combustão diferente de toro para toro. Segundo, os toros não entram em ignição simultaneamente, mas em diferentes momentos e o perfil de combustão será o resultado das diferentes contribuições. De facto, para reduzir as emissões, seria favorável colocar cada toro individualmente, de modo a que a ignição fosse mais sequencial, com o devido desfasamento temporal, para evitar o fogo demasiado intenso no início.

O perfil de combustão de diferentes toros/cargas é único, caso não sejam usados tamanhos e formas dos toros/cargas muito específicos. Isto torna impossível fazer uma previsão exacta do calor transferido para as paredes. O perfil do calor do calor transferido para as paredes, ao longo do tempo, pode ser aproximado aplicando funções estatísticas. Distribuições lognormal ou gamma podem descrever a forma não normal do calor transferido.

Capítulo 3 - Materiais e Métodos

3.1 *Montagem do Sistema*

Neste capítulo descrevem-se os procedimentos de laboratório, utilizados para obtenção dos resultados experimentais fundamentais para a caracterização dos fenómenos que ocorrem durante a operação de um fogão doméstico a biomassa, e que foram utilizados em alguns parâmetros do modelo, assim como para a comparação dos resultados experimentais com os resultados do modelo.



Figura 7 – Fogão doméstico utilizado nas experiências.

3.1.1 *Fogão*

O fogão doméstico utilizado possui recuperação de calor por convecção forçada (Figura 7), e foi cedido pela empresa Solzaima, Equipamentos para Energias Renováveis, Lda., apresentando as seguintes características:

Tabela 2 – Características do fogão

Material	Ferro fundido e aço inoxidável
Marca	Zaima
Modelo	124 – A
Altura	690 mm
Comprimento	440 mm
Largura	763 mm
Tensão nominal	230 Volt
Frequência	50 Hz
Potência nominal	2 × 8,5 Watt

A câmara de combustão tem 440 mm de altura, 350 mm de comprimento e 600 mm de largura. O tubo para os gases de escape tem 200 mm de diâmetro. A parte frontal é feita em ferro fundido, com as paredes restantes em aço inoxidável. A parede interior tem 6 mm e a parede exterior 1 mm.

O abastecimento ou recarga do sistema é efectuado manualmente através da colocação da lenha directamente em cima da grelha (Figura 8). As cinzas produzidas pela combustão são depositadas por gravidade na gaveta inserida na parte inferior da câmara (Figura 9).



Figura 8 – Grelha do fogão.



Figura 9 – Caixa de cinzas do fogão

As Figuras 10 e 11 mostram a configuração do sistema, sem considerar o sistema de aquisição de dados.

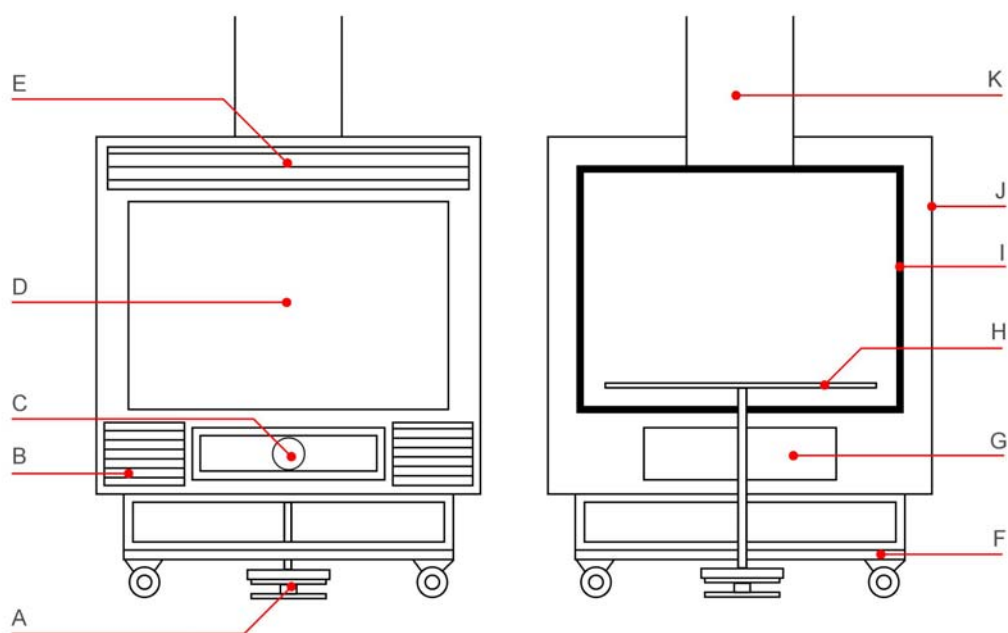


Figura 10 – Vista de frente e em corte do fogão

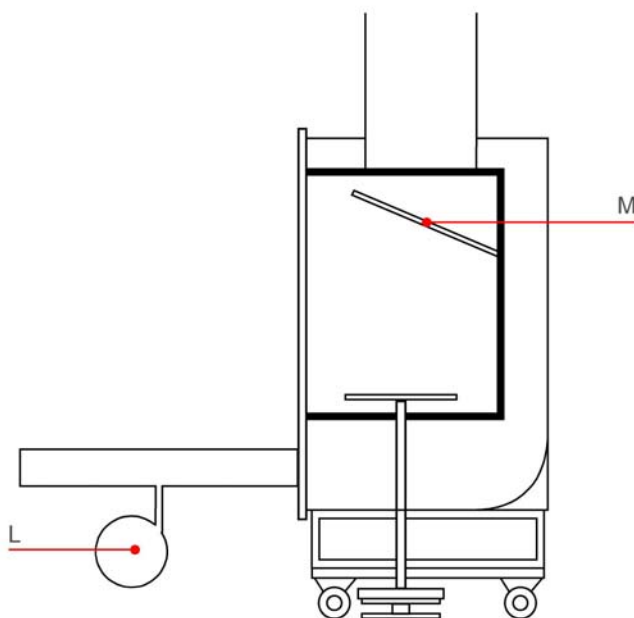


Figura 11 – Vista de lado em corte do fogão

Tabela 3 – Legenda das Figuras (8) e (9)

A	Célula de carga
B	Entrada de Ar de Ventilação
C	Entrada de Ar de Combustão
D	Janela
E	Saída de Ar de Ventilação
F	Suporte do Recuperador
G	Caixa de Cinzas
H	Grelha
I	Parede Interior
J	Parede Exterior
K	Saída dos Gases de Combustão
L	Sensor de Fluxo Mássico
M	Chapa de Protecção das Chamas

3.1.2 Célula de carga

Para a determinação do consumo de madeira no recuperador, foi instalada uma grelha em metal perfurado fixada num pistão de metal, com uma base sólida, que foi colocada por cima do sensor de carga (Figura 12). Esta base é suficientemente pesada, para que o centro de massa deste apoio se situe no exterior, evitando a oscilação da grelha e o encosto do pistão ao orifício por onde passa, na base do recuperador. A célula de carga está ligada ao sistema de controlo e aquisição de dados, que recolhe o sinal analógico enviado pela célula, e transforma-o em unidades de carga, através de uma recta de calibração, permitindo assim, a monitorização e registo da carga exercida sobre a célula de carga durante a queima.



Figura 12 – Sensor de carga instalado na base do fogão

3.1.3 Sensor de fluxo mássico

Para a verificação do caudal de ar de entrada no recuperador foi instalado um sensor de fluxo mássico Figura 13. Antes da instalação, foi determinada a recta de calibração do sensor, com uma corrente de CO₂ puro, cujo método e cálculos realizados constam em anexo. Após a calibração, foi feita a sua ligação ao recuperador. Foi colocada uma caixa de metal que servia para encaixar o tubo do sensor de fluxo mássico à entrada de ar de combustão na gaveta. O regulador de entrada de ar de combustão existente na gaveta das cinzas foi removido porque não permitia uma boa junção da caixa de metal à gaveta, por isso em todos os ensaios experimentais foi apenas usada a abertura total. De notar que a abertura total do regulador de ar de combustão origina uma maior intensidade de combustão, não só pela maior quantidade de oxigénio fornecida á combustão, como pela turbulência gerada por um maior caudal, que por sua vez aumenta a transferência de calor e massa. Os efeitos da regulação do ar de combustão não foram, então, tidos em conta neste trabalho, mas é possível obter informações sobre o efeito em Santos et al [24].



Figura 13 – Sensor de fluxo mássico para monitorização do caudal de ar de combustão.

3.1.4 Melhoria dos isolamentos

As infiltrações de ar no recuperador induzem um erro na determinação do caudal de ar de combustão, pelo simples facto dessas infiltrações não serem detectadas pelo sensor de fluxo mássico. Então, para reduzir as infiltrações de ar, removeu-se o isolamento de origem da porta do recuperador e procedeu-se à sua substituição por outro mais eficaz, com um novo cordão de fibra de vidro. Tentou-se também melhorar os isolamentos da gaveta (Figura 14).



Figura 14 – Pormenor da instalação do sensor de fluxo mássico para monitorização do caudal de ar de combustão.

3.1.5 *Exaustão dos gases de combustão*

Para o transporte dos gases de combustão, foi colocado uma tubagem com 328 cm de altura. Por questões de segurança relacionadas com a elevada temperatura do tubo, o mesmo foi revestido a lã cerâmica nos primeiros 103 cm de comprimento. Acima da chaminé foi colocado um tubo de diluição, com uma secção de entrada mais larga e deixando entre o tubo da chaminé e o tubo de diluição, uma abertura para entrada do ar de diluição (ar ambiente). Este tubo serviria para amostragem de gases e partículas. O túnel de diluição foi ligado a um exaustor que mantinha o tubo de diluição em depressão.

3.1.6 *Temperatura*

Para a medição da temperatura foram feitas aberturas na parede do recuperador e no tubo da chaminé, onde podiam ser inseridos termopares. A medição de temperatura das paredes foi feita encostando o termopar à mesma, envolto em lã cerâmica.

Os vários termopares foram ligados ao sistema de aquisição de dados, e foram efectuadas algumas alterações do *software* de aquisição desenvolvido em trabalhos anteriores [24] para permitir a monitorização e registo da temperatura em vários pontos do sistema em simultâneo. A Figura 15 esquematiza os pontos onde foram medidas temperaturas.

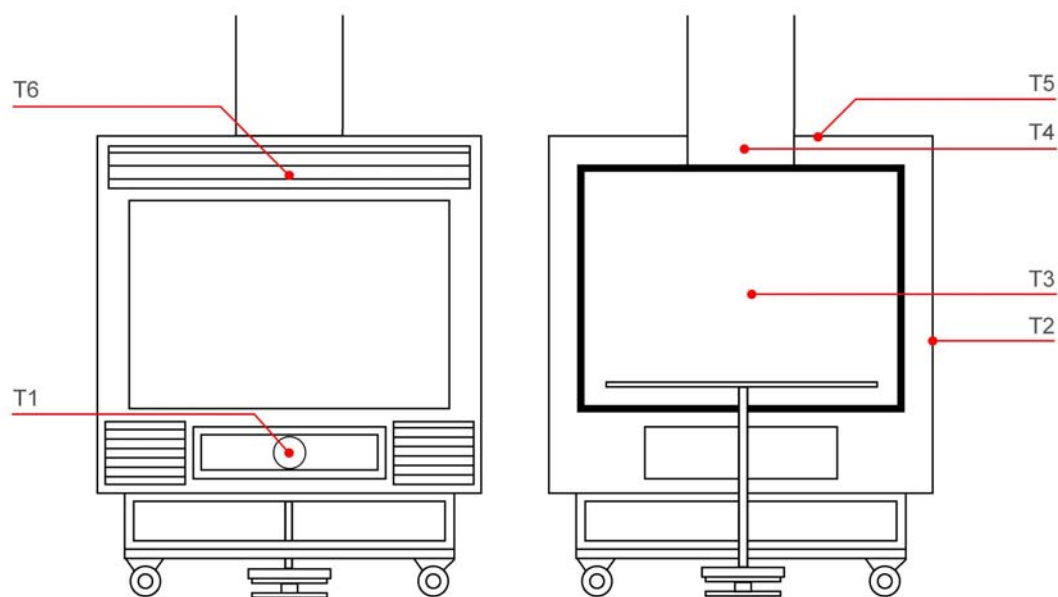


Figura 15 – Localização dos pontos de medição de temperaturas no fogão.

Tabela 4 – Legenda da Figura 15.

T1	Entrada de Ar de Combustão
T2	Parede Vertical Exterior
T3	Gases de Combustão
T4	Gases de Escape
T5	Parede Superior Exterior
T6	Saída de Ar de Ventilação

Capítulo 4 - Modelo

A resolução analítica das equações respectivas aos processos transientes apresenta uma elevada dificuldade. Assim, em vez de modelar o sistema analiticamente, e tendo em conta as capacidades de cálculo de programa *Extend*, optou-se por modelar as diversas variáveis dinâmicas do sistema através de um método numérico iterativo, em que os diversos processos transientes são aproximados por processos estacionários em unidades temporais/elementos temporais de um segundo, ou seja, em cada passo temporal o modelo efectua o cálculo das novas variáveis usando as variáveis calculadas no passo anterior.

4.1 *Ensaaios preliminares*

Para obter informações sobre o consumo de lenha durante um ciclo de combustão, foram realizados alguns ensaios experimentais.

Realizaram-se ensaios com dois tipos de madeira (Pinho e Sobreiro), com o objectivo de avaliar a influência do tipo de madeira no consumo de lenha durante um ciclo de combustão. Tentou-se obter condições de combustão semelhantes, nomeadamente temperatura inicial na câmara de combustão, dimensão da lenha (toros de madeira com diâmetro aproximado de 6-8 cm), quantidade (aproximadamente 1kg) e disposição da lenha, assim como o fluxo de calor inicial, proveniente do ciclo de combustão anterior.

A temperatura e a carga foram obtidas directamente a partir das medições. O consumo de massa foi calculado considerando valores de carga médios em intervalos de aproximadamente 1 minuto, pela equação:

$$\text{consumo} = \frac{\Delta m}{\Delta t} = \frac{-(m_f - m_i)}{(t_f - t_i)} \quad (4.1)$$

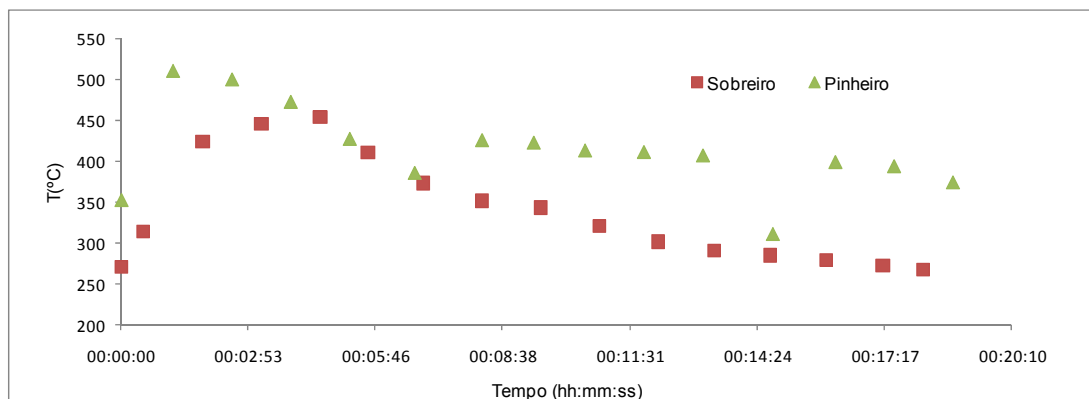


Figura 16 - Variação da temperatura dos gases de combustão para o sobreiro e pinheiro.

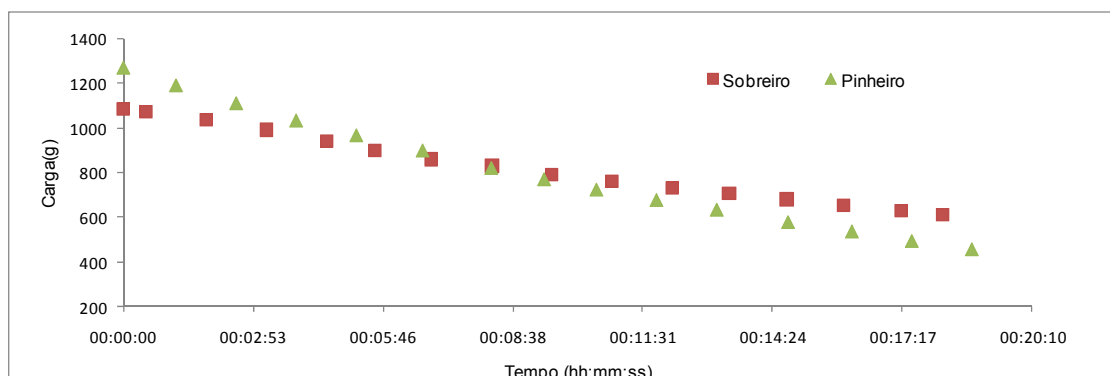


Figura 17 - Variação da carga ao longo de um ciclo de combustão para o sobreiro e pinheiro.

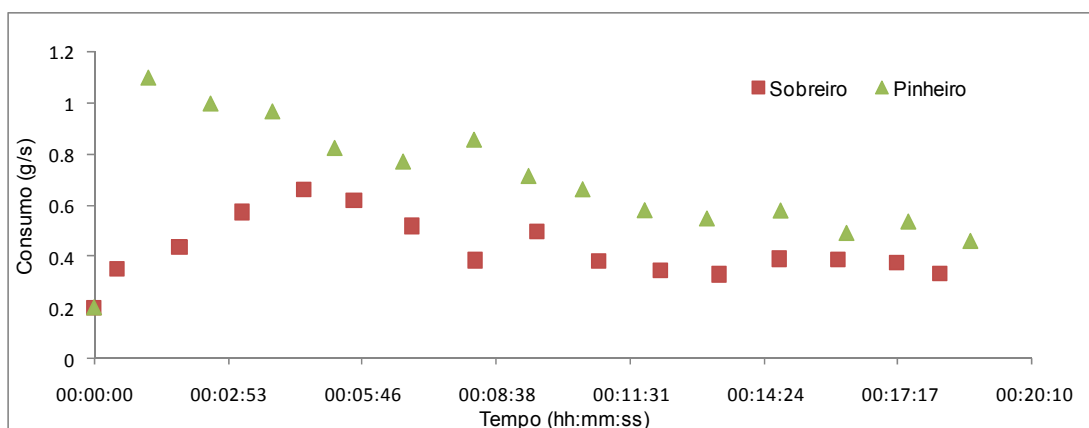


Figura 18 - Variação do consumo de lenha ao longo de um ciclo de combustão para o sobreiro e pinheiro.

Pela observação das Figuras 16, 17 e 18 é possível constatar que o sobreiro apresenta em todos os momentos ao longo da sua combustão, um menor consumo que

o consumo do pinho. Além disso, o perfil do consumo ao longo do tempo tem uma característica bem distinta: o sobreiro leva mais tempo a atingir o pico de consumo que o pinho. Isto pode ser devido a vários factores: maior densidade do sobreiro, levando a uma maior resistência á transferência dos voláteis do interior para o exterior da madeira; maior teor de humidade no sobreiro, provocando um atraso na desvolatilização; condições iniciais mais favoráveis à ignição no pinho.

Quanto à relação entre o consumo e a temperatura, este gráfico demonstra que, como era de esperar, quando o consumo de madeira aumenta, aumenta também a temperatura dos gases na câmara de combustão. O ciclo de combustão dura entre 15 a 20 minutos, dependendo do tipo de madeira (para o sobreiro é maior do que para o pinho), e condições de combustão.

Foi também medido num curto espaço de tempo as temperaturas em vários pontos da parede exterior vertical lateral, para ter uma ideia do perfil de temperaturas, visível na Figura 19. Por isso para a medição de uma temperatura que representasse a temperatura média na parede, foram medidas as temperaturas sensivelmente a meio de cada parede.

67	66	60
77	75	67
37	35	35

Figura 19 – Perfil de temperaturas (°C) da parede exterior lateral esquerda do fogão.

Durante a formulação do modelo foram também realizados diversos ensaios, que se encontram descritos mais à frente neste trabalho.

4.2 Geração do calor de combustão

O grande número de parâmetros (várias cinéticas de combustão e de pirólise; vários mecanismos de reacção possíveis; grau de porosidade, qualidade e disposição da lenha; velocidade de propagação de frentes de pirólise e secagem em 3 dimensões; condições de fronteira entre fase gasosa e fase sólida; condições de escoamento e grau de turbulência na câmara de combustão; entre outros), que controlam e influenciam a taxa de consumo de lenha e a taxa de geração de calor, aliado às complicadas

dependências existentes entre estes parâmetros, gerou grande dificuldade na modelação da geração de calor na câmara de combustão do recuperador. Por isso optou-se por simplificar a geração da energia proveniente da combustão, e modelar as transferências de calor para as paredes/janela/ambiente em função da temperatura dos gases na câmara de combustão, negligenciando a energia sensível da madeira, assim como a transferência directa de calor entre a madeira e as paredes/janela/ambiente por radiação e condução. A simplificação consiste na utilização de uma curva de consumo de massa obtida experimentalmente, multiplicada pelo poder calorífico inferior da madeira e por um coeficiente de eficiência de combustão, originando uma curva de energia gerada pela combustão ao longo do tempo.

Para a curva de consumo experimental foi usada madeira de pinho. A curva de consumo foi incorporada no modelo na forma de uma tabela, em que o modelo calcula o consumo em cada passo temporal (segundo), fazendo uma interpolação entre os vários pontos. Os dados relativos à curva de consumo incorporados no modelo encontram-se na Tabela 5.

Tabela 5 – Consumo de massa experimental, introduzido no modelo.

Instante (s)	Consumo (g/s)	Instante (s)	Consumo (g/s)	Instante (s)	Consumo (g/s)	Instante (s)	Consumo (g/s)
0	0.50	492	0.86	972	0.49	1438	0.34
72	1.10	562	0.71	1052	0.54	1512	0.23
152	1.00	632	0.66	1132	0.46	1592	0.26
232	0.97	712	0.58	1212	0.45	1640	0.20
312	0.82	792	0.55	1292	0.44	7000	0.10
400	0.77	887	0.58	1372	0.43		

Na realidade, a energia libertada por unidade de massa em cada segundo não é uniforme ao longo do ciclo de combustão, uma vez que, por exemplo, no início do ciclo, uma grande parte do consumo de massa é devido à evaporação da água contida na lenha, e sendo este um processo endotérmico, a energia libertada por unidade de massa nesta altura é inferior à de outros momentos do ciclo. Esta é uma simplificação que elimina a diferenciação dos processos de secagem, desvolatilização, e combustão heterogénea do carbono fixo, que são os processos principais no consumo de lenha em combustão. Tendo estes processos diferentes contribuições no consumo de massa ao

longo de um ciclo, e sendo também cada um caracterizado por diferentes quantidades de calor libertado, o calor produzido por cada unidade de massa consumida ao longo de um ciclo de combustão muito dificilmente será constante. Assim sendo, esta é uma simplificação grosseira da geração de calor resultante da combustão da lenha.

A eficiência da combustão na câmara também não é uniforme ao longo do ciclo de combustão, porque, por exemplo, na fase inicial do ciclo, logo após a recarga, em que ocorre muita secagem e alguma desvolatilização, estes voláteis têm dificuldade em entrar em ignição. No entanto, foi assumido uma eficiência constante de 90%. Esta eficiência só entra em conta no balanço energético, para o balanço mássico não é considerada a emissão de CO, nem a emissão de partículas inqueimadas.

Foi assumido um PCI para a madeira de 15000 kJ/kg, associado a um teor de humidade de 9% e a um teor de hidrogénio de 6% em base seca, com base no valor de PCS do pinho com 7,25% de humidade no valor de 18157 kJ/kg [25], e utilizando a equação (4.2) em que é considerada a formação de H₂O pela oxidação do hidrogénio constituinte da madeira. Foi considerado um teor de humidade de 9% para o pinho, com base na análise imediata realizada por Santos [24], devido às condições laboratoriais serem semelhantes neste trabalho.

$$PCI = PCS \cdot (1 - w_{WH}) - 2,447 \cdot w_{WH} - \frac{w_{HF}}{2} \cdot 18,02 \cdot 2,447 \cdot (1 - w_{WH}) \quad (4.2)$$

Pela equação é obtido um PCI a 7,25% humidade de 15440 kJ/kg, e é aproximado para 15000 kJ/kg para uma humidade de 9%.

4.3 *Balanço mássico*

4.3.1 *Composição do combustível*

Os termos da composição ponderal do combustível em base seca (F) no elemento i, w_{iF} [kg elemento i/kg F em base seca], foram assumidos tendo em conta a análise imediata ao pinho realizada por [24], e as composições químicas da madeira encontradas na literatura.

w_{CFF} [kg carbono fixo/kg F]=0.2

w_{CF} [kg carbono/kg F]=0.526

w_{HF} [kg hidrogénio/kg F]=0.061

w_{OF} [kg oxigénio/kg F]=0.413

w_{NF} [kg nitrogénio/kg F]=0.001

$$w_{SF} [\text{kg enxofre/kg F}] = 0$$

$$w_{ZF} [\text{kg cinza/kg F}] = 0.001$$

$$W_{WF} = w_{WH} / (1 - w_{WH}) [\text{kg água/kg F}] = 0.099$$

Em que o teor de humidade do combustível em base tal e qual (H) é expressa por $w_{WH} [\text{kg água/kg H}] = 0.09$.

4.3.2 Ar de combustão

A modelação do caudal de ar de combustão é complexa, pois é proporcional ao diferencial de pressão gerada pela chaminé. Este diferencial depende do diferencial de temperaturas dos gases ao longo do recuperador e chaminé, e depende também da geometria da chaminé e câmara de combustão. Assim, no modelo, o caudal de ar de entrada é obtido em função da temperatura dos gases de combustão, usando para o efeito correlações experimentais, apresentadas na Figura 20.

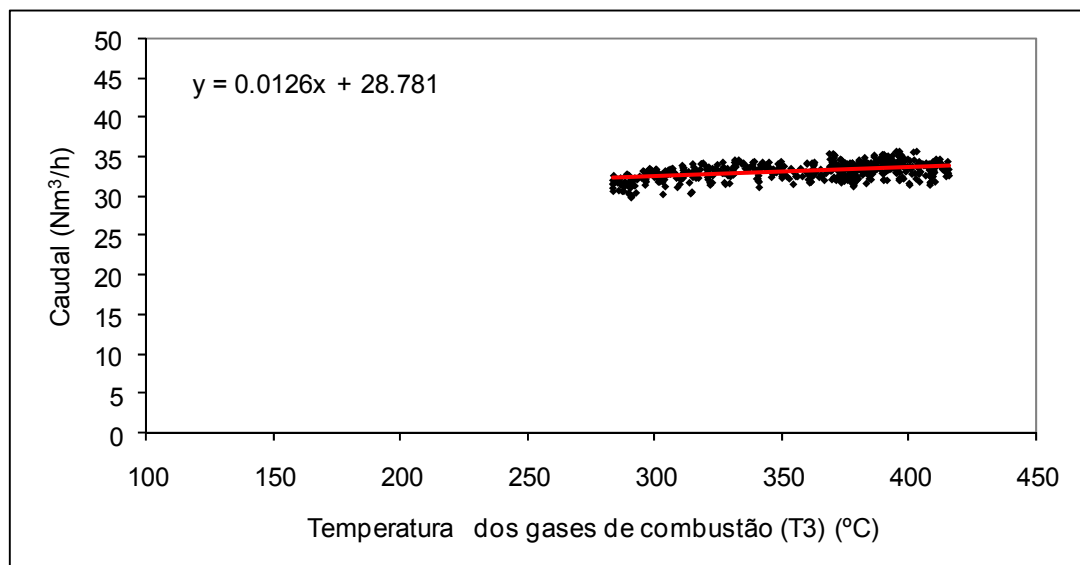


Figura 20 – Correlação para o caudal de ar de combustão em função da temperatura dos gases na câmara de combustão.

O ar de combustão é considerado um gás ideal e aplicando a equação dos gases perfeitos, obtém-se o caudal mássico em função do caudal volumétrico.

$$\frac{Q_{v@PTN} \cdot P_{ref} \cdot M_{ac}}{R \cdot T_{ref}} = \dot{m}_{ac} \quad (4.3)$$

As fracções molares de cada componente para o ar de combustão são calculadas em função do teor de humidade do ar, e tendo em conta as fracções de azoto e oxigénio

habitualmente consideradas para o ar atmosférico seco. Assim para o ar seco tem-se $y_{N_2,ac,seco}=0.79$ e $y_{O_2,ac,seco}=0.21$ e é admitido para a razão mássica do vapor $W_{va}=0.01$ kg H_2O /kg ar seco.

A massa molar do ar de combustão seco é obtida por:

$$M_{ac,seco} = y_{O_2,ac,seco} \cdot M_{O_2} + y_{N_2,ac,seco} \cdot M_{N_2} \quad (4.4)$$

A fracção molar do vapor no ar de combustão é então calculada:

$$y_{H_2O,ac} = \frac{\frac{W_{va}}{M_{H_2O}}}{\frac{W_{va}}{M_{H_2O}} + \frac{1}{M_{ac,seco}}} \quad (4.5)$$

E as fracções para o azoto e oxigénio no ar de combustão:

$$y_{j,ac} = \frac{y_{j,ac,seco}}{1 - y_{H_2O,ac}} \quad (4.6)$$

A massa molar do ar húmido de combustão é também calculada:

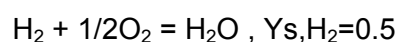
$$M_{ac} = M_{ac,seco} \cdot (1 - y_{H_2O}) + y_{H_2O} \cdot M_{H_2O} \quad (4.7)$$

4.3.3 Necessidades estequiométricas de oxigénio

As necessidades estequiométricas de oxigénio calculam-se através da seguinte expressão:

$$\dot{n}_{O_2,consumido} = \left[\sum \left(\frac{w_{iF}}{M_j} \cdot Y_{s,j} \right) - \frac{w_{OF}}{M_O \cdot 2} \right] \cdot \frac{\Delta m_{F,seco}}{\Delta t} \quad (4.8)$$

O consumo estequiométrico de oxigénio, $Y_{s,j}$ [kmol de O_2 /kmol de elemento i reagente], é definido pelas necessidade de oxigénio necessário para oxidar o elemento ou composto j , dados por:



4.3.4 Gases de combustão

Admite-se que o azoto do combustível ou mesmo o azoto do ar de combustão dão origem a uma quantidade negligenciável de NO_x (em termos de balanço mássico), e como tal, é considerado no balanço mássico que o azoto aparece na forma de N_2 . Em

relação ao enxofre, se se considerar que todo o enxofre é convertido em SO_2 , verifica-se que a emissão de SO_2 pode ser sobrestimada, já que parte do SO_2 produzido pode ser fixado pelas cinzas na forma de sulfatos. Em relação a outros elementos que se conhecem incorporar a matéria orgânica tais como cloro e flúor, as respectivas emissões são constituídas essencialmente por HCl e HF , embora possam sair fixados nas cinzas também. Os gases de combustão são essencialmente CO_2 , H_2O , O_2 e N_2 , mas podem ainda possuir HC , H_2 , CO (estes motivados essencialmente por combustão incompleta), NO_x , SO_2 , HCl , HF e certos micropoluentes orgânicos (hidrocarbonetos policíclicos aromáticos, dioxinas, furanos, etc.). Para o balanço mássico global estes últimos componentes apresentam pouco interesse, a despeito da sua importância poluente.

A abundância dos gases produzidos pela combustão, em mole de gás i produzido por kg de combustível consumido em base seca, é dada para o carbono por:

$$n_{\text{CO}_2, \text{fuel}} = \frac{w_{\text{CF}}}{12} \quad (4.9)$$

Em que é admitido a combustão completa do carbono, não aparecendo por isso monóxido de carbono na mistura de gases de combustão, nem contabilizando o carbono contido nas escórias e volantes.

É negligenciada a formação de H_2 , por isso a quantidade de vapor de água originado na combustão é dada por:

$$n_{\text{H}_2\text{O}, \text{fuel}} = \frac{w_{\text{HF}}}{M_{\text{H}}} \cdot \frac{1}{2} \quad (4.10)$$

É também negligenciada a formação de óxidos de azoto, resultando na seguinte equação para a formação de azoto a partir da combustão:

$$n_{\text{N}_2, \text{fuel}} = \frac{w_{\text{NF}}}{M_{\text{N}}} \cdot \frac{1}{2} \quad (4.11)$$

Para o enxofre temos:

$$n_{\text{SO}_2, \text{fuel}} = \frac{w_{\text{SF}}}{M_{\text{S}}} \quad (4.12)$$

Multiplicando a abundância dos gases produzidos pelo consumo em cada segundo, tem-se o caudal molar de cada composto produzido na combustão da madeira.

$$n_{j, \text{fuel}} \cdot \frac{\Delta m_{\text{bs}}}{\Delta t} = \dot{n}_{j, \text{fuel}} \quad (4.13)$$

O caudal molar de vapor de água libertado por secagem da madeira é obtido por:

$$\dot{n}_{H_2O,s} = \frac{\frac{\Delta m_{bs}}{\Delta t} \cdot W_{WF}}{M_{H_2O}} \quad (4.14)$$

É calculado também o caudal molar das espécies contidas no ar de combustão:

$$\dot{n}_{j,ac} = y_{j,ac} \cdot \frac{\dot{m}_{ac}}{M_{ac}} \quad (4.15)$$

O caudal de cada gás na mistura de gases de combustão, $\dot{n}_{j,gc}$, é dada pela soma das suas partes, como se pode ver na Figura 21.

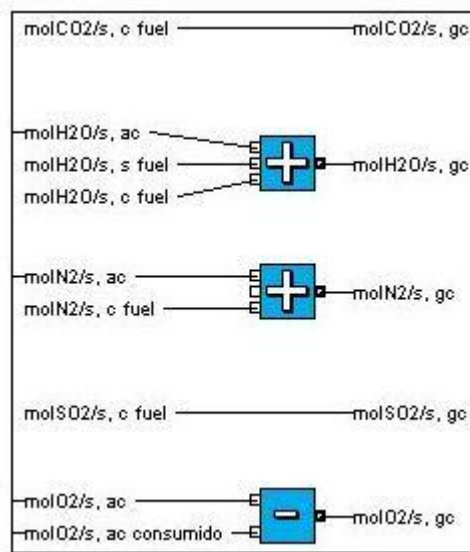


Figura 21 – Parte do balanço mássico no ambiente Extend

Assim o caudal mássico da mistura de gases de combustão é dado por:

$$\dot{m}_{gc} = \sum (\dot{n}_{j,gc} \cdot M_j) \quad (4.16)$$

E o caudal molar da mistura de gases de combustão:

$$\dot{n}_{gc} = \sum \dot{n}_{j,gc} \quad (4.17)$$

Com a aproximação de uma mistura completa e instantânea dos gases na câmara de combustão, e de tempo de residência dos gases de combustão na câmara de 1 segundo. A fracção molar dos gases de combustão vem:

$$y_{j,gc} = \frac{\dot{n}_{j,gc}}{\dot{n}_{gc}} \quad (4.18)$$

A massa molar da mistura de gases de combustão:

$$M_{gc} = \sum (y_{j,gc} \cdot M_{j,gc}) \quad (4.19)$$

O caudal volumétrico pode agora ser calculado, considerado a mistura de gases de combustão como um gás ideal:

$$Q_{v,gc} = \frac{\dot{m}_{gc} \cdot R \cdot T_{gc}}{P \cdot M_{gc}} \quad (4.20)$$

A fracção mássica dos gases de combustão:

$$w_{j,gc} = \frac{\dot{n}_{j,gc} \cdot M_i}{\dot{m}_{gc}} \quad (4.21)$$

4.4 *Balanço energético na câmara de combustão*

Estabelece-se agora o balanço energético na câmara de combustão, relembrando a consideração de estado estacionário em cada elemento de tempo.

A função termodinâmica de estado mais adequada para exprimir o princípio da conservação de energia de um sistema aberto a pressão constante é a entalpia.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao volume de controlo dado pela câmara de combustão do recuperador, em que as variações de energia potencial e cinética são desprezadas, temos:

$$\dot{E}_{entra} = \dot{E}_{acumulada} + \dot{E}_{sai} \quad (4.22)$$

Para a energia que entra é contabilizada a energia associada ao ar de combustão, e a energia libertada pela reacção de combustão:

$$\dot{E}_{entra} = \dot{E}_{ac} + \dot{E}_{comb} \quad (4.23)$$

Sem contar com a secagem da madeira, que é contabilizada energeticamente pelo valor do poder calorífico inferior da madeira, é considerado que não ocorrem mudanças de fase, e consequentemente não ocorrem variações de energia latente, podendo eliminar a sua contribuição no balanço energético. O ar admitido à combustão é retirado do ambiente atmosférico, e é caracterizado por uma temperatura e humidade relativa. A entalpia do ar de combustão é calculada a partir de correlações em função da temperatura ambiente e da sua composição aproximada. Com o caudal mássico do ar de combustão, obtém-se a energia que entra associada a esta massa de ar:

Assim obtemos:

$$\dot{E}_{ac} = \Delta H_{ac} = \dot{m}_{ac} \cdot \frac{\sum h_j \cdot y_j}{M_{ac}} \quad (4.24)$$

A entalpia específica molar de cada componente da mistura do ar de combustão é calculada por correlações em função da temperatura ambiente, T_{amb} [18].

$$h_j = c_0 + c_1 \cdot T_{amb} + c_2 \cdot T_{amb}^2 \quad (4.25)$$

Para o azoto as constantes tomam os valores: $c_0=-7899.9$, $c_1=27.963$, $c_2=0.0022$. Para o oxigénio as constantes tomam os valores: $c_0=-8537.4$, $c_1=29.845$, $c_2=0.0022$. E para o vapor de água: $c_0=-8715.8$; $c_1=30.141$; $c_2=0.0055$.

Foi estimada a geração de calor de combustão em cada passo temporal, como referido no ponto 4.2, resultando na equação:

$$\dot{E}_{comb} = \frac{\Delta m_f}{\Delta t} \cdot PCI \quad (4.26)$$

Apesar da elevada temperatura que a madeira apresenta durante a combustão, a sua energia sensível não é contabilizada. Isto porque é considerado que toda a energia libertada na combustão vai para os gases de combustão, e assim não tinha sentido em termos de balanço energético contar com esta energia. Esta consideração poderá ter efeitos negativos e significativos na modelação da transferência de calor, uma vez que, desta forma, não é tido em conta a radiação da madeira associada à sua elevada temperatura.

O calor latente de vaporização da água contida na madeira é contabilizado no PCI, pois é considerado que a água nos produtos de combustão surge apenas no estado gasoso. A energia associada ao calor latente da água resultante da oxidação do hidrogénio constituinte da lenha também está implícita no PCI.

4.4.1 *Cálculo da temperatura e massa do volume de controlo da câmara de combustão*

A massa de gases de combustão é dada pela equação:

$$m_{gc} = \frac{V_c \cdot P_c \cdot M_{gc}}{R \cdot T_{gc}} \quad (4.27)$$

Considerando que a combustão ocorre à pressão atmosférica. A temperatura dos gases de combustão na câmara é calculada em função da energia interna da mistura de gases no volume de controlo (calculada pelo balanço energético ao volume de controlo). A equação com as correlações para a energia interna dos gases em função da temperatura na forma $u=f(t)$ foi modificada para a forma $t=f(u)$, resultando na seguinte equação:

$$T_{gc} = \frac{(u_{gc} - \sum [y_{i,gc} \cdot (a_{0,i} + a_{2,i} \cdot T_{gc}^2)])}{\sum (y_{i,gc} \cdot a_{1,i})} \quad (4.28)$$

A componente da energia que sai do volume de controlo da câmara de combustão inclui as perdas pela janela e paredes, e a energia dos gases de combustão que saem pela chaminé ou gases de escape:

$$\dot{E}_{sai} = \dot{E}_{perdas} + \dot{E}_{ge} \quad (4.29)$$

A potência térmica dos gases de combustão de escape, \dot{E}_{ge} , é determinada pela sua entalpia, em função da composição da mistura de gás, da sua temperatura, e caudal mássico.

A modelação da temperatura dos gases de escape é dificultada pela aproximação de temperatura uniforme na câmara de combustão, o que implica que a temperatura dos gases de escape seja igual á temperatura na câmara de combustão. A Figura 22 compara a evolução da temperatura dos gases na câmara com a temperatura dos gases de escape obtida nos ensaios experimentais, sendo possível observar que existe alguma relação entre as duas temperaturas. Os dois maiores picos de temperatura dos gases de escape, correspondem ao período de fortes chamas pela queima dos voláteis, após a recarga, ficando os dois pontos com temperaturas muito semelhantes.

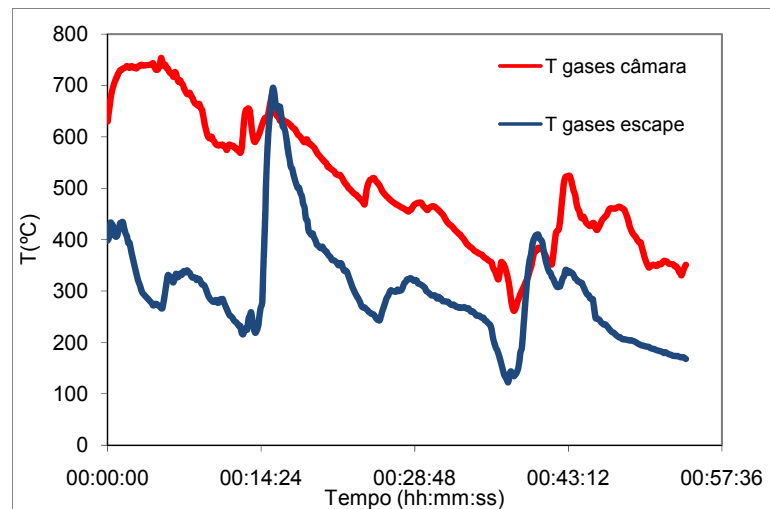


Figura 22 – Evolução da temperatura do fogão, durante a combustão de madeira de pinho.

Por isso foi optado por usar correlações experimentais na forma de uma função logarítmica (Figura 23) para a temperatura dos gases de escape em função da temperatura dos gases na câmara de combustão.

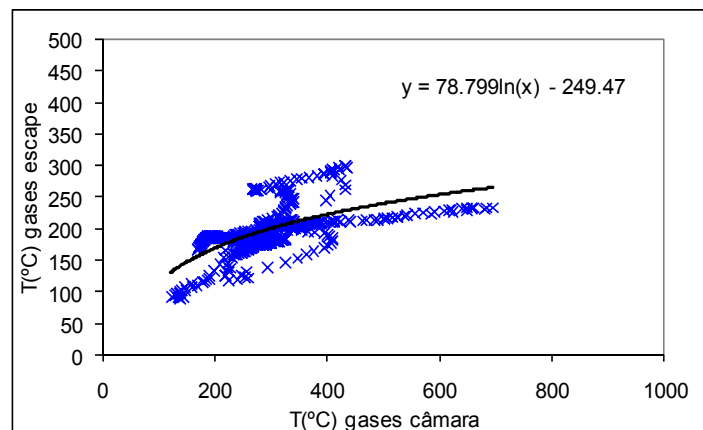


Figura 22 – Correlação entre temperatura dos gases de escape (T4) em função da temperatura dos gases na câmara (T3)

A entalpia específica de cada gás na mistura de gases de escape é retirada de correlações existentes na literatura [18], com:

$$h_{j,ge} = f_j(T_{ge}) \quad (4.30)$$

Admitindo que não ocorre nenhuma reacção nos gases de combustão, desde que são formados até entrarem na chaminé, a massa molar, o caudal mássico, e as fracções molares mantêm-se constantes. A potência térmica do gás de escape pode então ser calculada em cada passo temporal pela sua entalpia:

$$\dot{E}_{ge} = \Delta H_{ge} = \dot{m}_{gc} \cdot \frac{\sum y_{j,gc} \cdot h_{j,ge}}{M_{gc}} \quad (4.31)$$

4.4.2 Transferência de calor

Para o cálculo das perdas na forma de transferência de calor, foram consideradas a convecção e a radiação para as paredes e janela.

$$\dot{E}_{perdas} = \dot{E}_{convecção} + \dot{E}_{radiação} \quad (4.32)$$

4.4.2.1 Convecção na câmara de combustão

Para o cálculo da transferência de calor por convecção dos gases de combustão para as paredes e janela da câmara de combustão, foi calculada uma velocidade média dos gases de combustão no interior da câmara, $V_{m,gc}$, por:

$$V_{m,gc} = \frac{Q_{v,gc}}{A} \quad (4.33)$$

Em que A é a área no plano horizontal da câmara de combustão.

Considerando que as fronteiras térmicas de cada parede dentro da câmara não afectam umas às outras, são aplicadas para a modelação da convecção entre os gases de combustão e as paredes da câmara, as equações de transferência de calor por convecção forçada numa placa sujeita a escoamento paralelo externo.

Com base na consideração de que as paredes verticais interiores esquerda, direita e traseira apresentam temperaturas e condições de escoamento superficial idênticas ao longo do ciclo de combustão, a transferência de calor por convecção nas paredes verticais (excluindo a janela) é modelada como uma só placa vertical.

Desta forma, o Número de Reynolds é calculado pela seguinte equação, em que L corresponde à altura da parede vertical.

$$Re_L = \frac{V_m \cdot L}{\nu} \quad (4.34)$$

A viscosidade cinemática dos gases é calculada à temperatura de filme T_f dada por:

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (4.35)$$

Em que T_s refere-se à temperatura da superfície, e T_∞ à temperatura do fluido, na zona não perturbada pela fronteira térmica.

Todos os valores de viscosidade cinemática, número de Prandtl, e condutividade, usados para o cálculo de coeficientes de transferência de calor por convecção, são calculados em função da temperatura de filme, usando as correlações apresentadas no Anexo 1 [18] para o ar atmosférico, mesmo quando se trata de gases de combustão.

O número de Nusselt pode assim ser calculado através da seguinte equação, válida para a convecção forçada numa placa, com $Re_L < 5 \times 10^5$ [18] figura tratando-se assim de um escoamento laminar

$$Nu = 0.664 \cdot Re_L^{0.5} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.36)$$

Sendo Pr o número de Prandtl dos gases de combustão em função da temperatura de filme.

O número de Reynolds calculado ao longo do modelo, nos pontos em que é usada esta equação, está representado na Figura 24, e como se pode ver, o limite para a aplicabilidade da equação não é ultrapassado.

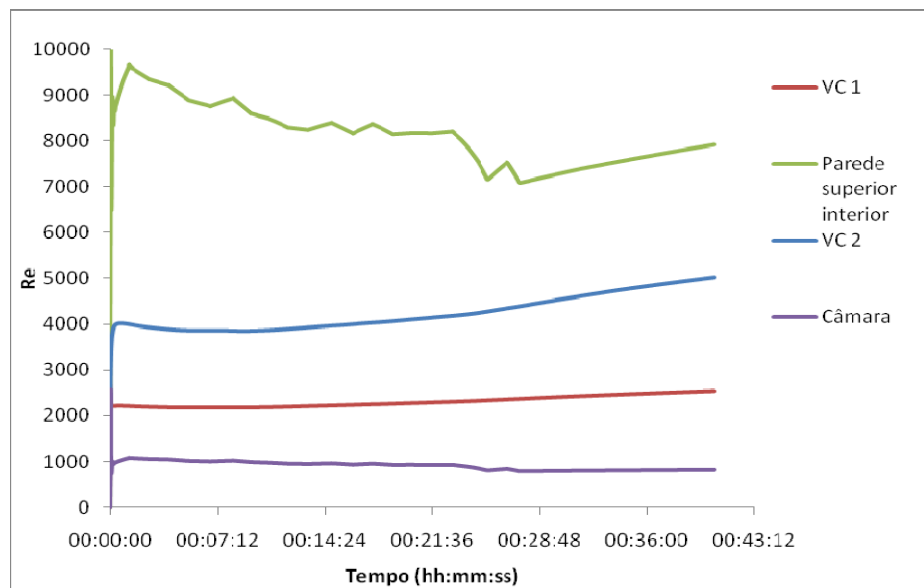


Figura 23 – Número de Reynolds do escoamento no volume de controlo 1 e 2, parede superior interior e parede vertical interior.

O coeficiente de transferência de calor por convecção é então calculado:

$$h_{\text{conv}} = \frac{k}{L} \cdot \text{Nu} \quad (4.37)$$

E, consequentemente, o fluxo de calor por convecção é obtido pela equação (2.1). Para a modelação da transferência de calor por convecção dos gases de combustão para a janela, são utilizadas as mesmas equações, uma vez que as características de escoamento são as mesmas, variando apenas a temperatura superficial.

4.4.2.2 Radiação na câmara de combustão

A transferência de calor na forma de radiação entre os gases de combustão e as paredes da câmara é estimada usando o método sugerido em [18] para o cálculo da radiação em sistemas de combustão. É calculado o fluxo de calor por radiação dos gases de combustão para a parede vertical, para a parede horizontal e para a janela, separadamente. De acordo com a geometria de cada parede, o comprimento efetivo de feixe é obtido usando as correlações em [26]. Para as paredes verticais direita e esquerda:

$$L_e = 0.71 \cdot D \quad (4.38)$$

Para a janela, parede horizontal superior e parede vertical traseira tem-se:

$$L_e = 0.82 \cdot D \quad (4.39)$$

Em que D é a dimensão característica, e que nestes casos é o comprimento do lado menor da superfície, tomando o valores de 0.44m em todos os casos.

Para obter a emissividade em função da temperatura é necessário definir o parâmetro $P \cdot y_i \cdot L_e$, em que P é a pressão na câmara de combustão, e y_i a fracção molar de CO_2 ou H_2O , e L_e o comprimento médio de feixe. Com este parâmetro definido e pelos gráficos apresentados no Anexo 2, obtém-se um valor para a emissividade do vapor de água e para o dióxido de carbono.

Como as fracções molares de CO_2 e H_2O variam ao longo do tempo, o parâmetro também varia ao longo do tempo. Para a simplificação do modelo, foi optado por usar uma curva correspondente a uma média do parâmetro $P \cdot y_i \cdot L_e$, tanto para o H_2O como para o CO_2 , durante um ciclo de combustão, e obter uma emissividade em função da temperatura correspondente a essa recta.

Não é realizada a correcção para a pressão, pois é assumido que a combustão ocorre à pressão atmosférica. É também negligenciado o efeito da sobreposição das bandas de emissão de CO_2 e H_2O na emissividade total do gás de combustão.

Assim a emissividade total do gás de combustão é obtida pela soma da emissividade do dióxido de carbono e do vapor de água:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_c + \varepsilon_w \quad (4.40)$$

A absorvidade é também calculada usando o parâmetro $P \cdot y_i \cdot L$, e multiplicando-o pelo quociente T_g/T_s , obtendo um parâmetro modificado para ter em conta a radiação da superfície. Com este novo parâmetro é calculado um novo valor de emissividade pelas figuras. A absorvidade é então obtida pelas equações, em que ε' é o novo valor de emissividade:

$$\alpha_c = \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0.65} \cdot \varepsilon_c' \quad (4.41)$$

$$\alpha_w = \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0.45} \cdot \varepsilon_w' \quad (4.42)$$

E a absorvidade total do gás de combustão obtida pela soma:

$$\alpha_g = \alpha_w + \alpha_c \quad (4.43)$$

O fluxo de calor por unidade de área é então calculado:

$$\dot{q} = \sigma \cdot (\varepsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_s^4) \quad (4.44)$$

Este fluxo de calor é válido para superfícies negras (com $\varepsilon=1$), mas pode ser ajustado para superfícies com $\varepsilon > 0.7$ pela equação:

$$\dot{q}_{\text{real}} = \dot{q}_{\text{negro}} \cdot \left(\frac{\varepsilon_s + 1}{2} \right) \quad (4.45)$$

A emissividade das paredes da câmara de combustão é coberta por fuligem, tendo por essa razão, valores de emissividade elevados [18], por isso foi considerado um valor de emissividade das superfícies da parede de 0.9. A janela é aproximada a uma superfície negra, considerando um valor de emissividade de 1, por ser transparente à radiação na zona do visível. No entanto, a janela absorve radiação na zona do infravermelho, e contém fuligem na sua superfície interior o que implica num erro significativo associado a esta consideração.

A taxa de transferência de calor por radiação entre os gases de combustão e cada parede é finalmente obtida:

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \dot{q}_{\text{real}} \cdot A_s \quad (4.46)$$

A transferência de calor por radiação pela utilização de factores de forma entre as paredes e janela de combustão é negligenciada, no entanto, o método usado para a radiação dos gases de combustão têm em conta a radiação emitida das paredes para os gases de combustão. A diferença de temperaturas entre as paredes também não é muito significativa, o que diminui a transferência de calor por radiação entre as paredes.

4.5 Balanço energético nas paredes e ar de ventilação forçada

A perda de calor pelo ar de ventilação forçada é calculada em função da transferência de calor entre o ar e as paredes interior e exteriores do recuperador. Negligenciando a absorção de radiação do ar de ventilação forçada, é considerado que o ar troca calor com as paredes apenas por convecção. É calculada também uma componente de transferência por radiação entre as paredes interiores e as paredes exteriores do recuperador.

Para a transferência de calor entre as paredes da câmara de combustão, ar de ventilação forçada e paredes exteriores do recuperador foram considerados dois volumes de controlo, esquematizado na Figura 25. O volume de controlo 1, VC1, contém o ar que envolve as superfícies verticais direita, esquerda e traseira, da câmara de combustão, e o volume de controlo 2, VC2, contém todo o ar que circula acima da câmara de combustão. A transferência de calor entre a parede inferior da câmara de combustão e o ar de ventilação forçada é negligenciada, dado que a parede interior é arrefecida pelo ar de combustão e a área de contacto entre a parede interior e o ar de

ventilação forçada ser reduzida pela caixa de cinzas. A temperatura do ar de ventilação é calculada pela sua energia interna específica, estando as correlações em anexo [18].

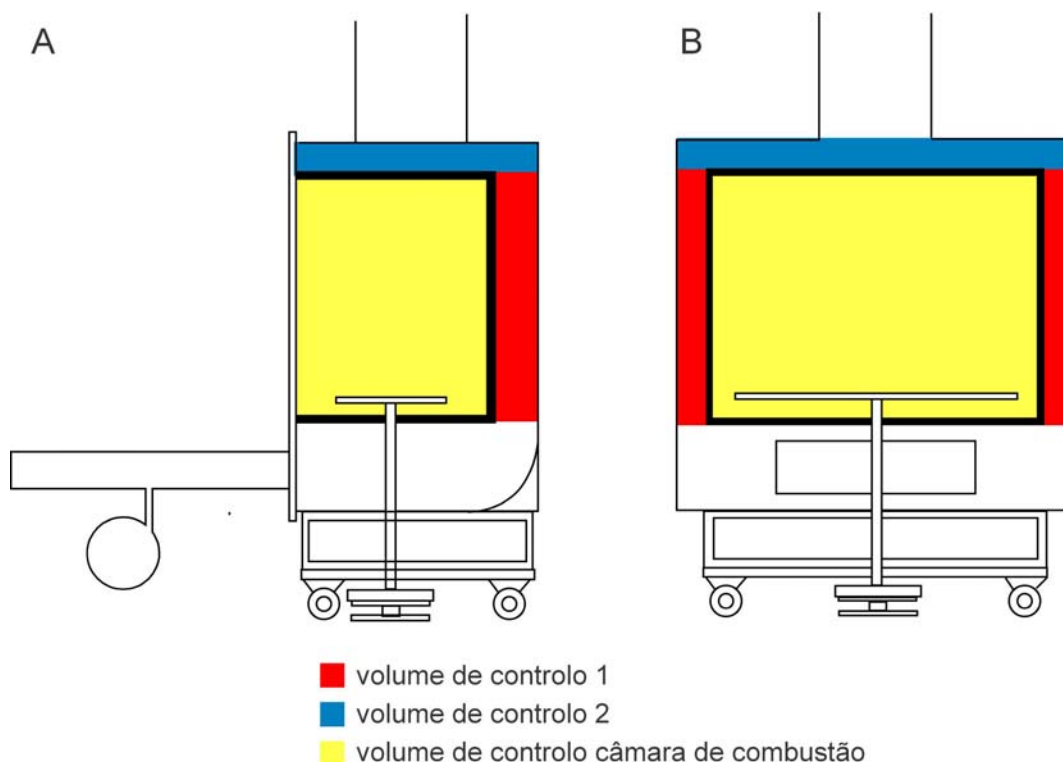


Figura 24 – Esquema dos volumes de controlo considerados para o balanço mássico e energético

No balanço energético aos volumes de controlo foram consideradas as componentes de convecção com as paredes (que podem funcionar como *inputs* ou *outputs* dependendo do sinal da diferença de temperatura entre a parede e o ar de ventilação), as energias associadas ao fluxo mássico de entrada e saída, dada pela sua entalpia, e, para o volume de controlo 2, uma componente de convecção entre o tubo da chaminé e o ar. A temperatura do ar nos volumes de controlo é calculada em função da sua energia interna, obtida no balanço energético.

A temperatura das paredes é dada pela seguinte equação:

$$T_p = \frac{E_p}{m_p \cdot c_{p_p}} + T_{ref} \quad (4.47)$$

A energia acumulada na massa de cada parede, E_p , é obtida pelo balanço energético. E a massa de cada parede, m_p , dada pela área superficial, espessura e densidade de cada parede:

$$m_p = A_s \cdot e_p \cdot \rho_p \quad (4.48)$$

Nos volumes de controlo, a temperatura é calculada como uma média em todo o volume de controlo, sendo por isso dada pela equação (4.47).

É admitido que o ar de ventilação se escoar apenas numa direcção, vertical para o volume de controlo 1, e horizontal no volume de controlo 2, com velocidade também uniforme dada por:

$$V_m = \frac{Q_{vent}}{A_c} \quad (4.49)$$

Em que Q_{vent} é o caudal volumétrico do ar de ventilação à temperatura do ar no volume de controlo, e A_c , a área da conduta para o volume de controlo.

Considerando um tubo circular com diâmetro igual à distância entre as paredes interior e exterior, escoamento com velocidade igual à velocidade média de escoamento na conduta, e temperatura de superfície igual à temperatura da parede interior (que é superior à temperatura da parede exterior em condições normais), foi calculado a distância de desenvolvimento da fronteira térmica, através da seguinte equação, aplicada a tubos circulares [18].

$$L_t = 0.05 \cdot Re \cdot Pr \cdot D \quad (4.50)$$

A diferença nos vários pontos entre a distância calculada no modelo e o comprimento do tubo é visível na Figura 26.

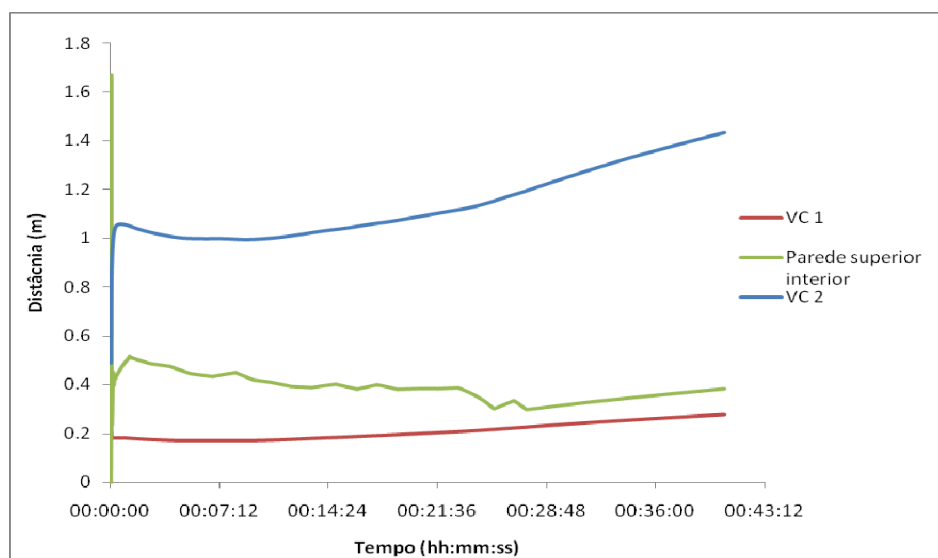


Figura 25 – Desenvolvimento de fronteira térmica calculada no modelo

Observa-se que a distância de desenvolvimento da fronteira térmica é sempre superior ao comprimento do tubo. Com base nesta observação, a transferência de calor das paredes para o ar de ventilação forçada é calculada usando as correlações existentes para a convecção externa forçada em placas, que são as mesmas aplicadas para a convecção dos gases de combustão para a parede interior (equação (4.36)), com as condições de escoamento respectivas.

Para a modelação da temperatura da parede interior vertical, é admitido que a taxa de transferência de calor por condução através da parede é muito superior às taxas de transferência de calor por convecção e radiação uma vez que são chapas relativamente finas de aço (com elevada condutividade térmica). Sendo assim a transferência de calor na parede por condução é negligenciada, e é admitido que a parede é isotérmica em toda a sua extensão.

4.5.1 *Balanço energético às paredes verticais*

Efectua-se assim um balanço energético à parede interior vertical, com entradas de calor por convecção, $\dot{Q}_{\text{conv,gc-1}}$, e radiação, $\dot{Q}_{\text{rad,gc-1}}$, a partir dos gases de combustão; saídas de calor por radiação para a parede vertical exterior, $\dot{Q}_{\text{rad,1-2}}$, e convecção para o ar de ventilação, $\dot{Q}_{\text{conv,1-vc1}}$; e acumulação de energia associada à massa da parede $\Delta E_{p1} / \Delta t$:

$$\dot{Q}_{\text{conv,gc-1}} + \dot{Q}_{\text{rad,gc-1}} = \dot{Q}_{\text{rad,1-2}} + \dot{Q}_{\text{conv,1-vc1}} + \frac{\Delta E_{p1}}{\Delta t} \quad (4.51)$$

Foi considerado para a parede interior valores constantes de densidade de 8238 kg/m^3 e calor específico de 530 J/kg.K retirados de [18] para o aço AISI 304, a 300 K e 500 K respectivamente. É negligenciado o efeito de expansão do aço com a temperatura.

A transferência de calor por radiação da parede interior para a parede exterior, $\dot{Q}_{\text{rad,1-2}}$, é estimada pela equação para o cálculo da taxa de transferência de calor através da radiação entre duas placas paralelas [18].

$$\dot{Q}_{\text{rad,1-2}} = \frac{A_{p1} \cdot \sigma \cdot (T_{p1}^4 - T_{p2}^4)}{\left(\frac{1}{\epsilon_{p1}} + \frac{1}{\epsilon_{p2}} - 1 \right)} \quad (4.52)$$

Foram encontradas muitas dificuldades para determinar o valor da emissividade das paredes. Assim, foi usada um valor de emissividade para a parede elevado, 0.7, tendo em conta a rugosidade encontrada na chapa de aço do recuperador.

O balanço para a parede externa vertical é realizado com entradas de calor por convecção, $\dot{Q}_{\text{conv,vc1-2}}$, a partir do ar no volume de controlo 1, e radiação a partir da parede interna vertical, $\dot{Q}_{\text{rad,1-2}}$; saídas de calor por radiação, $\dot{Q}_{\text{rad,2-amb}}$, e convecção para o ambiente, $\dot{Q}_{\text{conv,2-amb}}$; e acumulação de energia associada à massa da parede, $\Delta E_{p2} / \Delta t$:

$$\dot{Q}_{\text{conv,vc1-2}} + \dot{Q}_{\text{rad,1-2}} = \dot{Q}_{\text{conv,2-amb}} + \dot{Q}_{\text{rad,2-amb}} + \frac{\Delta E_{p2}}{\Delta t} \quad (4.53)$$

A densidade é a mesma utilizada para a parede interior, mas o calor específico toma o valor de 515J/kg.K, referente ao aço AISI 304 a 400K [18]. As entradas de calor são a radiação da parede vertical interior e a convecção forçada a partir do ar de ventilação. As saídas são a radiação e convecção natural para o ambiente. Na transferência por convecção natural, foram usadas correlações empíricas existentes em [18] para o cálculo da convecção natural:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (4.54)$$

Em que g é a aceleração gravítica, L_c é o comprimento característico, ν a viscosidade cinemática do fluído e β é o coeficiente de expansão volúmica:

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (4.55)$$

Para a convecção natural da parede vertical, o comprimento característico é equivalente à altura da parede, e o número de Nusselt pode ser calculado usado a seguinte relação empírica:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.56)$$

O coeficiente de transferência de calor é então calculado, assim como o fluxo de calor por convecção natural pelas mesmas equações.

A radiação entre a parede exterior vertical e o ambiente é modelada pela equação:

$$\dot{Q}_{\text{rad,amb}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_{\text{amb}}^4) \quad (4.57)$$

Com a emissividade da superfície, ε , a tomar o valor de 0.8 para o aço oxidado a 300 K [18].

O balanço energético ao volume de controlo 1 é dado pela convecção com parede interior vertical, $\dot{Q}_{\text{conv},1-\text{vc}1}$, convecção com a parede exterior vertical, $\dot{Q}_{\text{conv},2-\text{vc}1}$, e acumulação de energia associada à massa de ar no volume de controlo 1.

$$\dot{Q}_{\text{conv},1-\text{vc}1} = \dot{Q}_{\text{conv},2-\text{vc}1} + \frac{\Delta E_{\text{vc}1}}{\Delta t} \quad (4.58)$$

4.5.2 Balanço energético às paredes superiores horizontais

O balanço energético nas paredes superiores horizontais foi realizado da mesma forma que para as paredes verticais, mas com algumas modificações.

A transferência por radiação entre as paredes superiores interior e exterior foram modeladas com a equação (4.52), e da parede superior exterior para o ambiente pela equação (4.57).

No caso da convecção entre os gases de combustão e a parede superior interior, foi admitido que os gases escoam numa camada de 3 cm paralelamente à parede, sendo os 3 cm a distância entre a placa de protecção de chamas para a chaminé e a parede superior interna.

A conduta superior horizontal do ar de ventilação forçada é atravessada pelo tubo da chaminé. Foi considerado uma componente de transferência de calor por convecção das paredes deste tubo para o ar de ventilação forçada, usando para a determinação dos coeficientes de transferência de calor. Para este fim, foi aplicada a seguinte equação para a determinação do número de Nusselt na transferência de calor por convecção forçada em escoamentos atravessados por cilindros [18]:

$$\text{Nu}_{\text{cyl}} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot \text{Re}^{0.5} \cdot \text{Pr}^{1/3}}{\left(1 + \left(\frac{0.4}{\text{Pr}}\right)^{2/3}\right)^{1/4}} \cdot \left(1 + \left(\frac{\text{Re}}{282000}\right)^{5/8}\right)^{4/5} \quad (4.59)$$

As propriedades do fluído utilizadas no cálculo são determinadas pela temperatura de filme entre a parede do cilindro e o ar de convecção forçada, considerando que a temperatura do cilindro é igual à temperatura dos gases de combustão na câmara. O número de Reynolds é calculado com o diâmetro do tubo, velocidade média de escoamento no volume de controlo, e viscosidade cinemática à temperatura de filme entre o cilindro e o ar de ventilação.

Para a convecção natural na superfície horizontal, o comprimento característico é dado pela seguinte equação, em que p refere-se ao perímetro da parede:

$$L_c = \frac{A_s}{p} \quad (4.60)$$

O número de Rayleigh é calculado pela equação (4.54), e o número de Nusselt pela correlação empírica característica de convecção natural numa placa horizontal [18]:

$$Nu = 0.54 \cdot Ra_L^{1/4} \quad (4.61)$$

O coeficiente de transferência de calor, e o fluxo de calor são calculados de forma semelhante à que foi calculada no caso de uma placa vertical.

Foi negligenciada a transferência de calor por condução do tubo dos gases de escape para as paredes.

Assim é obtido o balanço energético na parede interior superior, com entradas por convecção, $\dot{Q}_{conv,gc-3}$, e radiação, $\dot{Q}_{rad,gc-3}$, a partir dos gases de combustão; saídas por convecção para o ar de ventilação forçada no volume de controlo 2, $\dot{Q}_{conv,3-vc2}$, e radiação para a parede superior exterior, $\dot{Q}_{rad,3-4}$; e acumulação de energia associada à massa da parede interior superior, $\Delta E_{p3} / \Delta t$:

$$\dot{Q}_{conv,gc-3} + \dot{Q}_{rad,gc-3} = \dot{Q}_{conv,3-vc2} + \dot{Q}_{rad,3-4} + \frac{\Delta E_{p3}}{\Delta t} \quad (4.62)$$

Para a parede exterior superior, entradas por convecção a partir do ar de ventilação no volume de controlo 2, $\dot{Q}_{conv,vc2-4}$, radiação a partir da parede interior superior, $\dot{Q}_{rad,3-4}$; saídas por convecção, $\dot{Q}_{conv,4-amb}$, e radiação, $\dot{Q}_{rad,4-amb}$, para o ambiente; e acumulação de energia associada à massa da parede externa superior, $\Delta E_{p4} / \Delta t$:

$$\dot{Q}_{conv,vc2-4} + \dot{Q}_{rad,3-4} = \dot{Q}_{conv,4-amb} + \dot{Q}_{rad,4-amb} + \frac{\Delta E_{p4}}{\Delta t} \quad (4.63)$$

E finalmente o balanço energético para o volume de controlo 2, com entradas de energia por convecção a partir da parede interior superior, $\dot{Q}_{conv,3-vc2}$, e parede da chaminé dos gases de escape, $\dot{Q}_{conv,cilindro-vc2}$; saída de energia por convecção para o ambiente, $\dot{Q}_{conv,4-vc2}$, e acumulação de energia na massa de ar de ventilação no volume de controlo 2, $\Delta E_{vc2} / \Delta t$:

$$\dot{Q}_{\text{conv},3-\text{vc}2} + \dot{Q}_{\text{conv},\text{cilindro}-\text{vc}2} = \dot{Q}_{\text{conv},4-\text{vc}2} + \frac{\Delta E_{\text{vc}2}}{\Delta t} \quad (4.64)$$

4.5.3 Balanço energético à janela

Como foi referido anteriormente, apesar de a janela ser transparente à radiação na gama do visível, pode absorver radiação infravermelha, e além disso contém fuligem na sua superfície interior, o que faz com que absorva alguma da radiação proveniente dos gases na câmara. No entanto, para o balanço energético à janela não foi considerada a radiação proveniente dos gases na câmara, mas foi considerada a radiação emitida pela janela para o ambiente. Assim como entradas de calor, a janela tem apenas convecção forçada a partir dos gases de combustão $\dot{Q}_{\text{conv},\text{gc}-\text{jan}}$, e como saídas a convecção natural, $\dot{Q}_{\text{conv},\text{jan}-\text{amb}}$, e a radiação $\dot{Q}_{\text{rad},\text{jan}-\text{amb}}$ para o ambiente:

$$\dot{Q}_{\text{conv},\text{gc}-\text{jan}} = \dot{Q}_{\text{conv},\text{jan}-\text{amb}} + \dot{Q}_{\text{rad},\text{jan}-\text{amb}} + \frac{\Delta E_{\text{jan}}}{\Delta t} \quad (4.65)$$

É admitido para a janela uma densidade de 2600 kg/m³, referente ao vidro vitrocerâmico a 300 K, e um calor específico de 908 J/(kg.K) referente ao vidro vitrocerâmico a 400 K [18].

4.6 Condições iniciais

As temperaturas iniciais das paredes assumidas no modelo foram baseadas em medições experimentais. Estas temperaturas apresentavam elevada variabilidade, porque dependem inteiramente do número e características dos ciclos de combustão anteriores. Assim, temos: gases no interior da câmara de combustão, 150°C; parede interior vertical, 197°C; parede exterior vertical, 40°C; parede externa superior 80°C; parede interna superior, 227°C; janela, 100°C; ar de ventilação no volume de controlo 1, 30°C; ar de ventilação no volume de controlo 2, 50°C.

Capítulo 5 - Apresentação e discussão dos resultados

5.1 Análise das variáveis calculadas no modelo.

Procede-se agora à análise de várias variáveis/componentes e as suas relações no modelo. Apesar de ter sido considerado que o ciclo de combustão tem entre 15 a 20 minutos, foi dado um intervalo de tempo maior para observar a resposta do modelo.

Começando por comparar a variação da temperatura dos gases de combustão obtidos no modelo com a variação do consumo de massa (*input*), a Figura 27 demonstra a proporcionalidade existente entre estes. Esta relação deve-se principalmente ao facto de ter sido considerado no modelo uma energia libertada pela combustão de cada unidade mássica de madeira constante, e que esta energia iria directamente para os gases de combustão. De notar que a temperatura máxima calculada ocorreu 1 minuto e 13 segundos após o início do ciclo de combustão, atingindo o valor de 716°C, 1 segundo após o consumo máximo, 1.1 g/s, a 1 minuto e 12 segundos, evidenciando o passo temporal do modelo de 1 segundo.

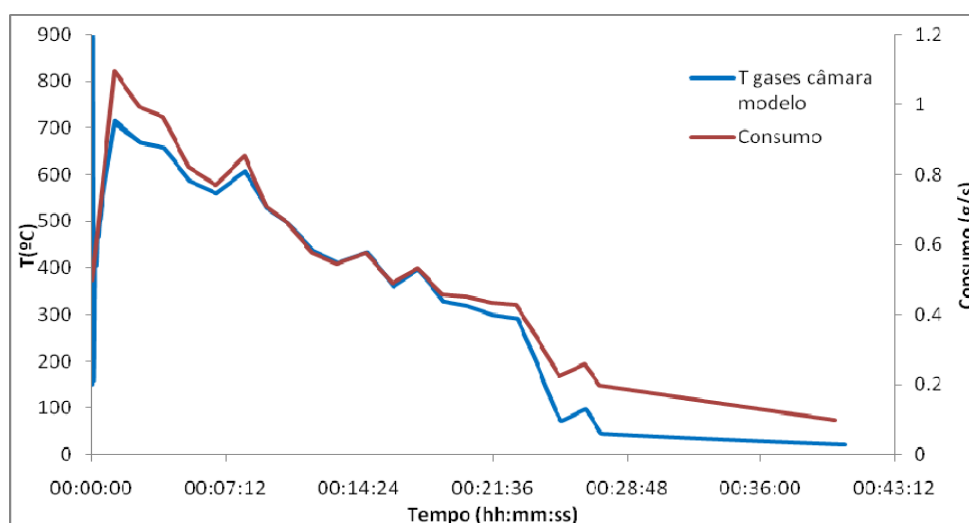


Figura 26 – Simulação do consumo de biomassa e da evolução da temperatura dos gases de combustão.

Analisando agora as temperaturas das paredes calculadas pelo modelo, nota-se pela Figura 28 o desfasamento temporal dos picos de temperatura, sendo o primeiro obtido pelos gases de combustão, naturalmente, seguido da janela e paredes interiores, depois parede externa superior, e finalmente parede externa vertical. O pico de temperatura das paredes externas ocorre perto do final do ciclo, o que indica que o seu valor inicial deveria ser maior, de modo a ter uma inércia térmica menor, e/ou, que as transferências de calor para estas paredes externas estão sobrevalorizadas. No entanto as paredes interiores e janela apresentam um comportamento mais próximo de um ciclo, com temperaturas em final de ciclo mais próximas do seu valor inicial. É também observável o efeito de atenuação das perturbações da temperatura pelas paredes, apresentando as paredes externas as linhas mais suaves. Isto indica que o calor libertado pelas paredes do recuperador para o ambiente não é afectado pelas perturbações da temperatura dentro da câmara, mas sim pela forma geral desta. É notável também a instabilidade no cálculo da temperatura dos gases na câmara nos instantes iniciais.

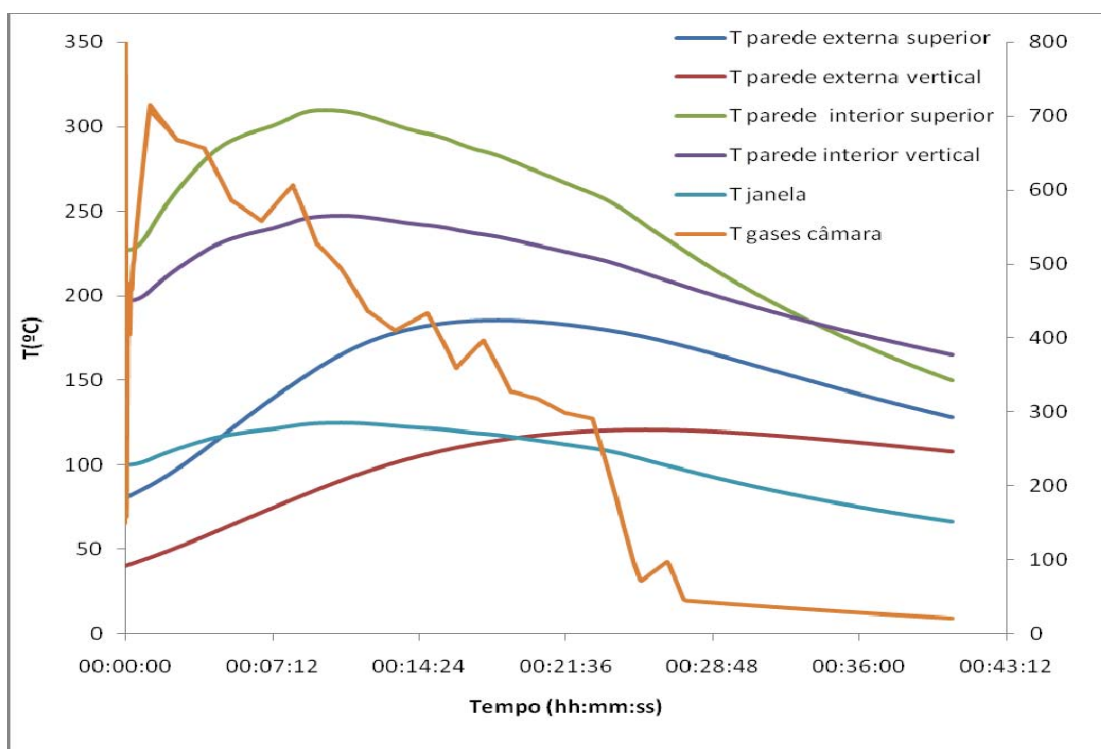


Figura 27 – Evolução das temperaturas das paredes e gases de combustão calculadas pelo modelo.

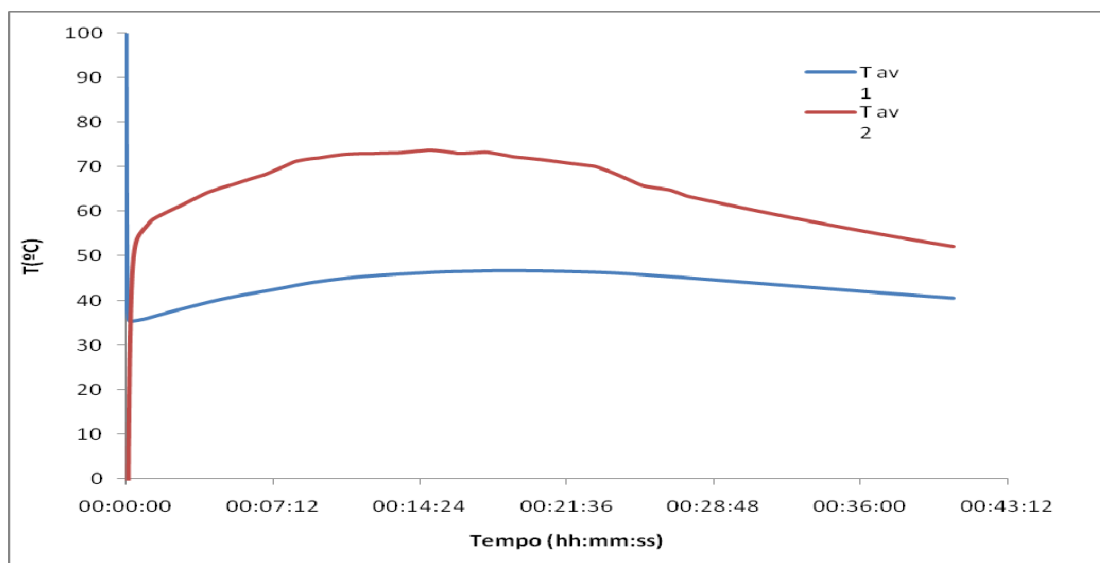


Figura 28 – Evolução das temperaturas do ar de ventilação nos volumes de controlo 1 e 2 calculadas pelo modelo.

A Figura 29 apresenta a variação da temperatura modelada do ar de ventilação forçada no volume de controlo 1 e volume de controlo 2. É observável o problema da inicialização do modelo, mesmo com temperaturas iniciais introduzidas por uma constante de *input* para os dois volumes de controlo. A maior variabilidade da temperatura do volume de controlo 2, quando comparada com a linha mais suave da temperatura do volume de controlo 1, deve-se provavelmente à componente da convecção do tubo da chaminé para o volume de controlo 2, pois é admitido que o tubo de gases de escape está à temperatura dos gases de combustão. Deve-se também provavelmente, a esta componente, a ocorrência da temperatura máxima no volume de controlo 2, antes da ocorrência da temperatura máxima no volume de controlo 1.

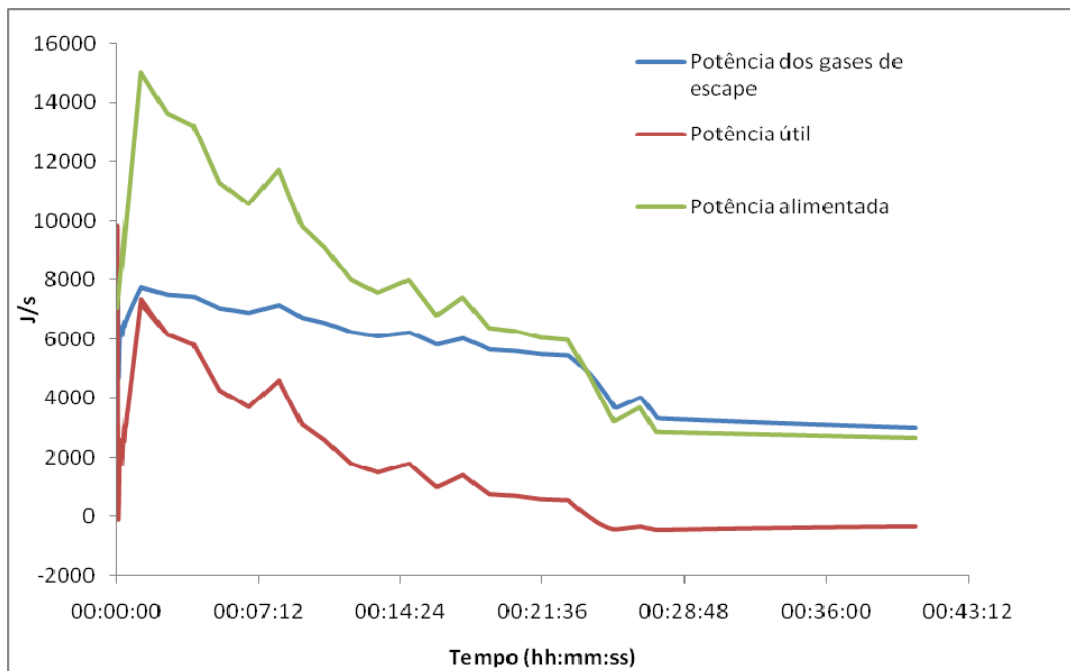


Figura 29 – Componentes de potência no fogão de energias na câmara de combustão

Na Figura 30 estão representadas as componentes de entrada e saída do balanço energético ao volume de controlo - câmara de combustão. Definindo uma potência útil, como a soma da radiação com convecção dos gases de combustão para as paredes e para a janela. Podemos afirmar que a soma da potência útil com a potência de energia nos gases de escape é aproximadamente a potência alimentada, não sendo exactamente igual devido à energia acumulada pelos gases de combustão na câmara. Observa-se que a potência útil acompanha directamente as variações da potência alimentada - energia libertada pela combustão da madeira. A potência nos gases de combustão de escape, apesar de ser também proporcional à potência alimentada, apresenta uma variação muito menos acentuada. Esta relação pode derivar do uso da correlação experimental entre a temperatura dos gases de combustão na câmara e a temperatura dos gases de escape, que, por se tratar de uma função logarítmica, faz com que a temperatura dos gases de escape aumente por incrementos menores, quanto maior for a temperatura dos gases de combustão na câmara. Sendo a entalpia dos gases proporcional à sua temperatura, as variações da temperatura reflectem-se na variação da energia dos gases.

É definido um rendimento da transferência de calor na câmara de combustão, como o quociente entre as componentes de potência útil e potência alimentada. Na prática existe uma inércia térmica entre os gases e as paredes, relacionada com os tempos de residência, grau de turbulência, entre outros, mas como é considerado mistura completa

e temperatura uniforme nos gases de combustão, foi realizada a aproximação em questão. Sendo assim, obtiveram-se os resultados indicados na Figura 31. Estes resultados permitem dizer que, pelo modelo, o rendimento da transferência de calor para as paredes é maior quando a temperatura é maior, atingindo quase os 50%. Note-se que o rendimento é negativo após o ciclo de combustão, significando neste caso que são as paredes que fornecem calor à câmara de combustão.

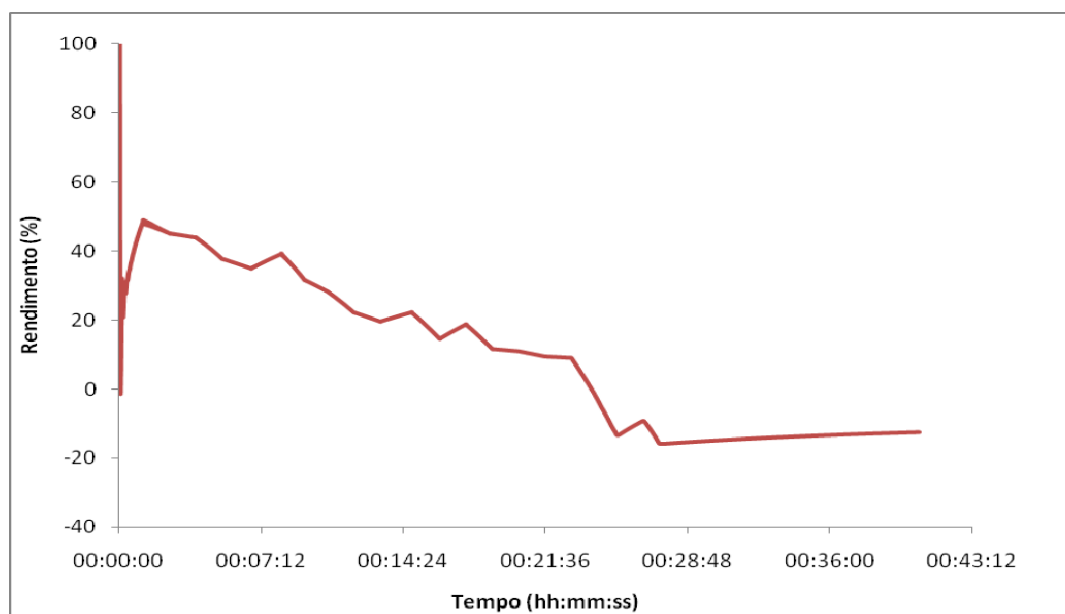


Figura 30 – Rendimento da transferência de calor na câmara previsto pelo modelo

A transferência de calor calculada pelo modelo, dos gases de combustão na câmara para as paredes e janela da câmara está representada na Figura 32, dividida nas suas componentes radiação e convecção. É possível afirmar que, no modelo, a radiação é o principal modo de transferência de calor dos gases para as paredes e para a janela da câmara de combustão, pois ao longo de todo o ciclo de combustão apresenta os valores mais elevados. A radiação varia de forma mais acentuada em função da temperatura dos gases de combustão, do que a convecção, o que mostra a proporcionalidade da radiação a um T^4 comparada com a proporcionalidade da convecção a um T^1 .

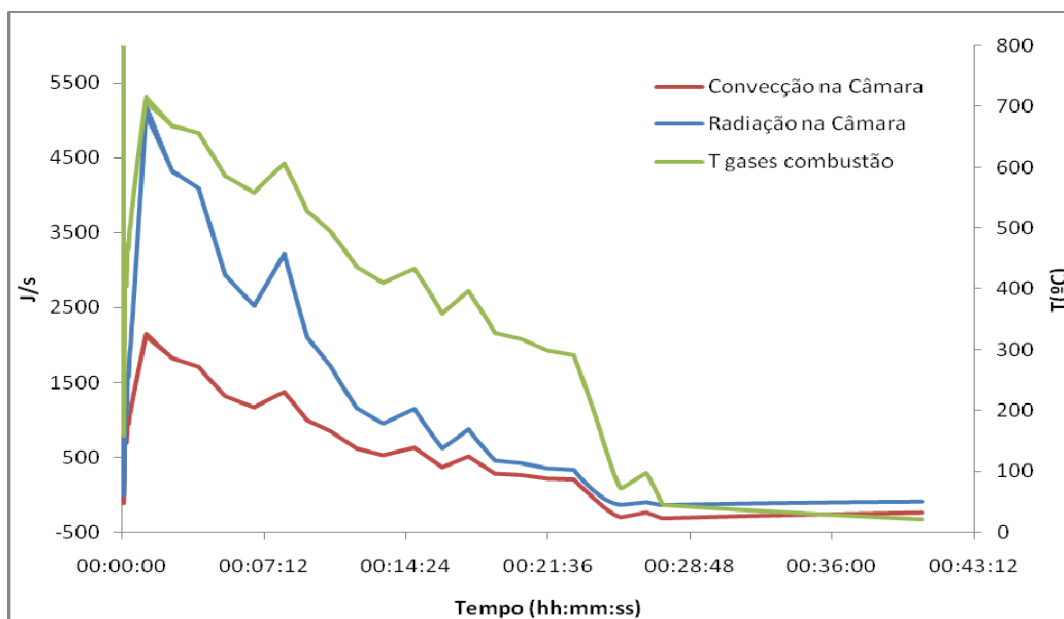


Figura 31 – Convecção e radiação na câmara. de combustão previstas pelo modelo.

A variação, ao longo de um ciclo de combustão, das fracções molares dos gases constituintes da mistura de gases de combustão calculadas pelo modelo é dada pela Figura 33. O valor máximo das fracções molares do vapor de água e dióxido de carbono, de 0.092 e 0.094 respectivamente, são atingidos ao mesmo tempo que o máximo do consumo, 1 minuto e 12 segundos após o início do ciclo de combustão. A variação da fracção de CO_2 está de acordo com a sua variação típica num sistema deste tipo (Figura 6). A semelhança entre o perfil de concentração do dióxido de carbono e o perfil de concentração do vapor de água, é derivada de não ter sido feita distinção da secagem no consumo da madeira ao longo do tempo, pois caso tivesse sido realizada, a concentração de vapor de água teria valores superiores no início do ciclo, e a sua distribuição ao longo do ciclo tenderia para a fase inicial, pois é onde ocorre grande parte do processo de secagem. Assim também teria um perfil menos semelhante ao do dióxido de carbono.

Para o cálculo da concentração de monóxido de carbono teria sido necessário introduzir no modelo um parâmetro que ligasse a eficiência de combustão ao balanço mássico, o que não foi o caso, pois a única parte onde está incluído um parâmetro relacionado com a eficiência de combustão é por um coeficiente que modifica a energia libertada pela combustão da madeira, ao multiplicar o coeficiente pela entalpia de combustão. Mesmo assim, a eficiência da combustão não diz apenas respeito à emissão de CO , resultante da reacção incompleta de oxidação do carbono, porque para a eficiência da combustão também entram outros factores, como a emissão de

partículas inqueimadas quando o caudal de ar de combustão é demasiado elevado, contendo carbono na forma de carbono fixo. No entanto, a concentração de CO nos gases de combustão é, geralmente, indicadora da eficiência da combustão, principalmente da eficiência das reacções de oxidação na fase homogénea (gasosa).

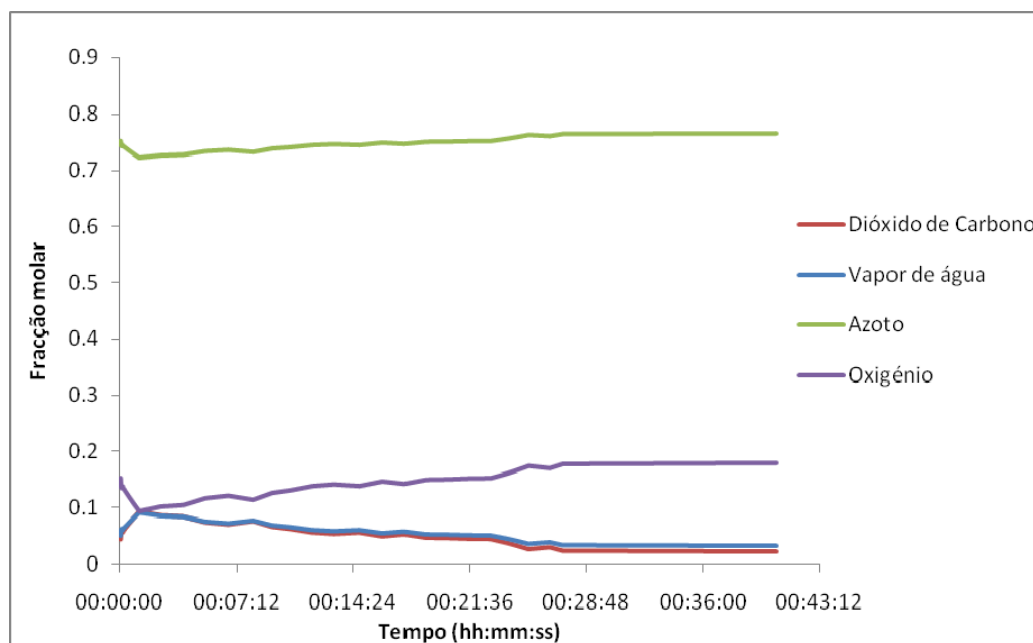


Figura 32 – Frações molares dos gases de combustão previstos pelo modelo.

A Figura 34 permite comparar as taxas das várias componentes de transferência de calor do sistema para o ambiente exterior. A radiação pela janela é a componente mais importante no início do ciclo de combustão, facto que provavelmente se deve à elevada temperatura e maiores concentrações de CO_2 e H_2O que ocorrem na parte inicial do ciclo, devido ao elevado consumo na desvolatilização. A potência do ar de ventilação é a mais constante ao longo do ciclo. A parede exterior liberta calor para o ambiente por radiação e convecção, atingindo valores mais elevados no final do ciclo de combustão pois é quando a sua temperatura atinge o pico. De notar que, pelo modelo, o sistema liberta para o ambiente uma grande quantidade de calor após terminado o ciclo de combustão, evidenciando a inércia térmica provocada pelas paredes.

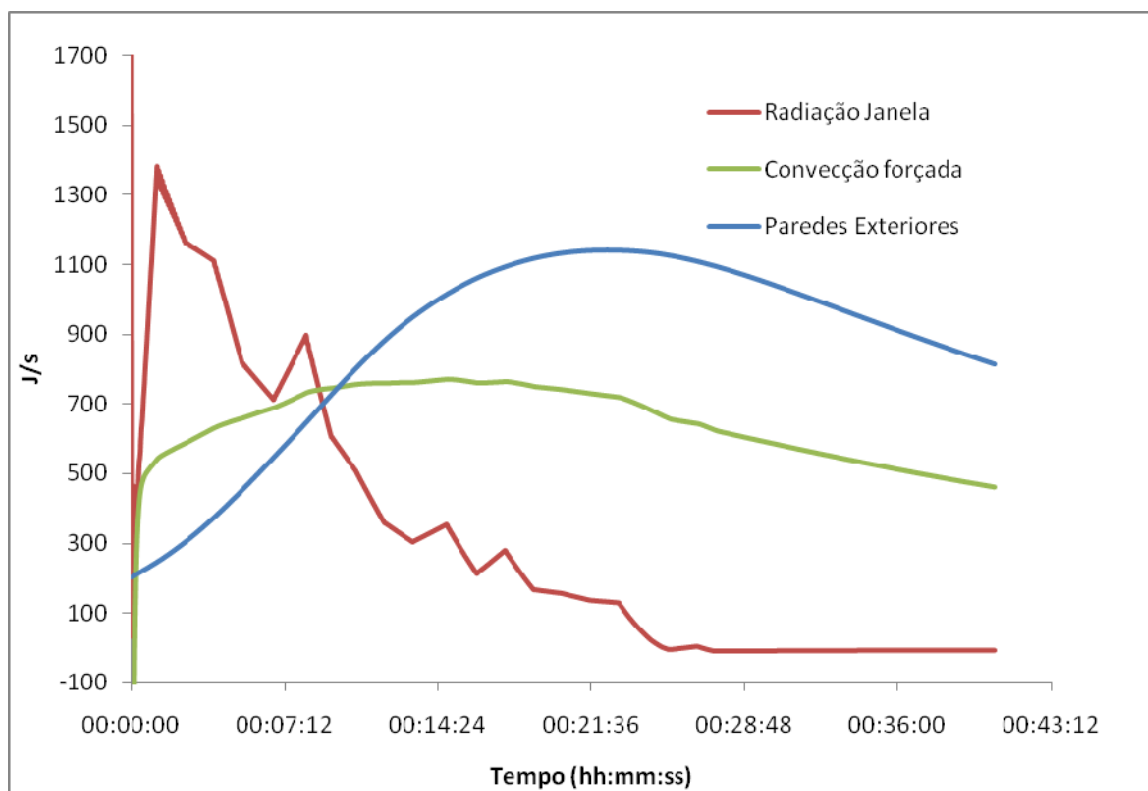


Figura 33 – Potência térmica dissipada para o ambiente calculada pelo modelo ao longo de um ciclo de combustão.

5.2 Análise de sensibilidade

Efectua-se agora uma análise de sensibilidade a um par de constantes de *input*, que serve também como um exemplo do potencial da utilização do modelo, permitindo avaliar a importância de parâmetros de operação ou de projecto.

Optou-se por analisar dois cenários, para comparação com o cenário de referência. O primeiro cenário – PCI, tem o objectivo de avaliar o efeito do poder calorífico da madeira, tendo sido alterado o valor de PCI para 13000 kJ/kg sem modificar o teor de humidade. O segundo cenário – TI, tem o objectivo de avaliar o efeito das temperaturas iniciais assumidas para as paredes do recuperador. Assim foram atribuídos valores superiores de temperaturas iniciais das paredes: parede interior vertical, 217°C; parede exterior vertical, 50°C; parede interna superior, 247°C; parede externa superior 90°C. Proceda-se, então, à análise dos resultados.

A Figura 35 mostra que a temperatura dos gases de combustão é, como seria de esperar, influenciada pelo PCI. Para o mesmo perfil de consumo ao longo do ciclo, um

PCI mais elevado gera temperaturas mais elevadas. É preciso ter em conta que um PCI menor pode estar relacionado com um teor de humidade mais elevado, e se fosse incluída a variação do teor de humidade com o PCI, os resultados iriam mostrar concentrações de H_2O mais elevadas, o que teria um impacto na componente da radiação emitida pelos gases. Na realidade um teor de humidade maior significaria também um atraso no pico de temperatura, devido à dificuldade acrescida para atingir a ignição. É de notar que a variação da temperatura inicial das paredes não teve efeito relevante na temperatura dos gases, mas é preciso ter em conta que as condições iniciais afectam a taxa de combustão da lenha, que por sua vez tem maior impacto na temperatura dos gases, e tal relação não está incorporada no modelo.

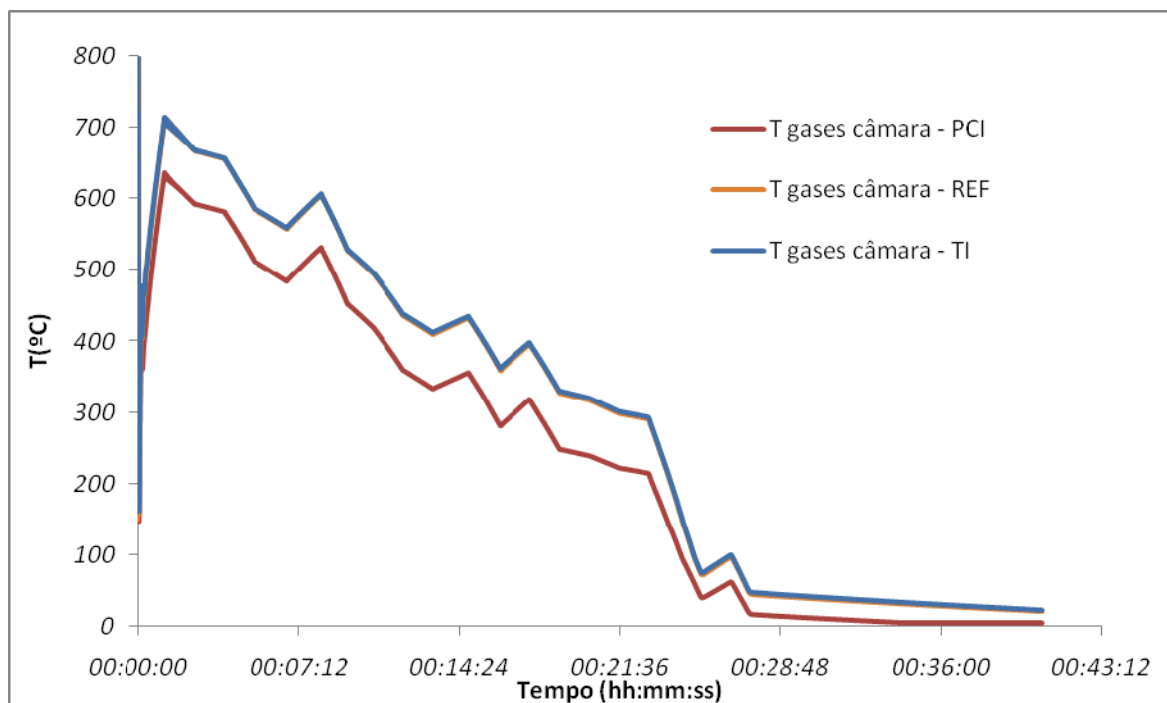


Figura 34 – Temperatura dos gases na câmara de combustão modelada em diferentes cenários

A influência do poder calorífico no rendimento da transferência de calor a partir dos gases de combustão na câmara está representada na Figura 36. Assim, é possível verificar que, no modelo, o rendimento é maior para poderes caloríficos mais elevados, pelo menos nesta gama de PCI. Isto deve-se principalmente ao facto da temperatura dos gases de combustão ser maior para um PCI maior, e como foi referido, pela correlação usada para a temperatura dos gases de escape, reflectindo-se na entalpia dos gases de escape e, consequentemente, no rendimento. A variação da temperatura inicial das paredes também não aparenta ter efeito neste rendimento.

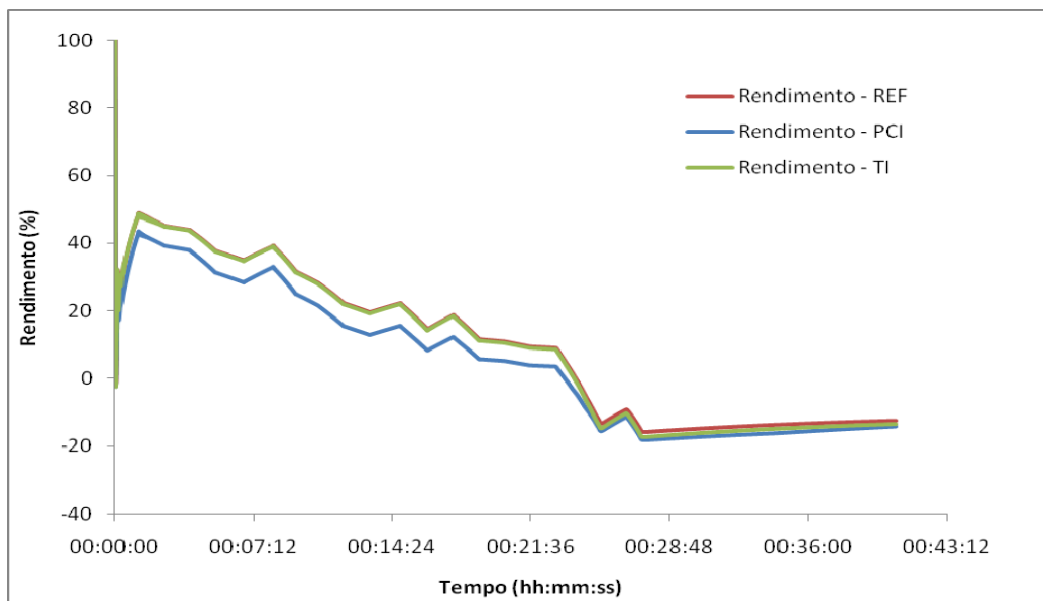


Figura 35 – Rendimento em vários cenários

Analisa-se agora as potências térmicas dissipadas do sistema (sem contar com a chaminé) para o ambiente. Pela Figura 37 é visível a redução de todas as componentes, com um menor PCI, estando directamente relacionada com a menor temperatura dos gases de combustão ao longo do ciclo. Nota-se que a forma das curvas alterou ligeiramente, com os picos das curvas a moverem-se ligeiramente para a esquerda, isto quer dizer que, pelo modelo, o PCI têm reduzido efeito na inércia térmica do sistema, apenas modificando quantitativamente a libertação de calor.

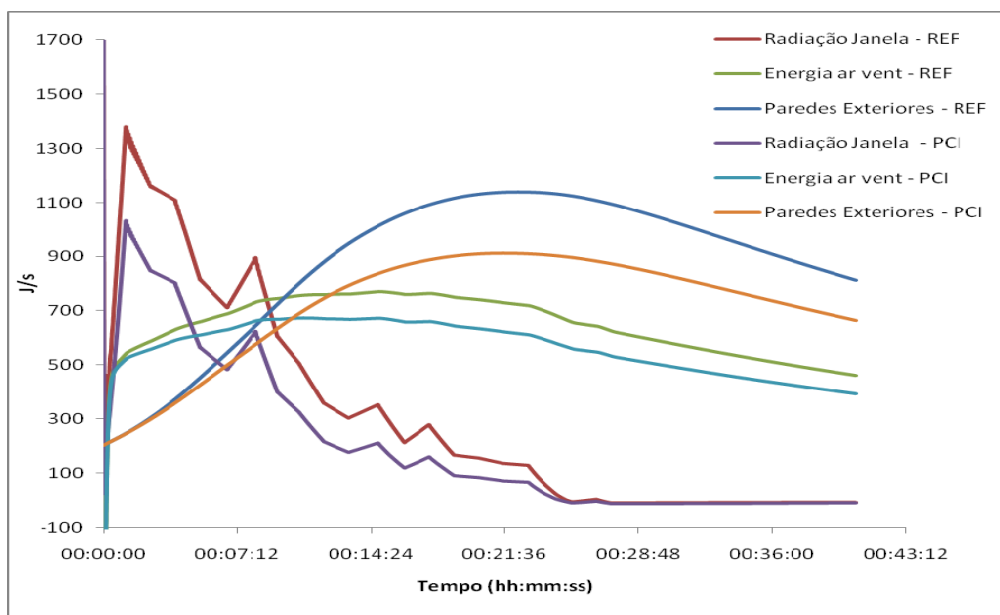


Figura 36 – Potência térmica dissipada para o ambiente no cenário - PCI

Continuando a mesma análise, agora para o cenário de temperaturas iniciais superiores para as paredes do fogão. Observa-se na Figura 38 que a radiação através da janela não sofreu qualquer impacto. No entanto, os fluxos de energia libertados pelo ar de ventilação e pelas paredes sofreram um aumento ao longo de todo o ciclo, e um pequeno desfasamento temporal para a esquerda, o que indica que uma maior temperatura inicial nas paredes pode reduzir a inércia térmica do sistema.

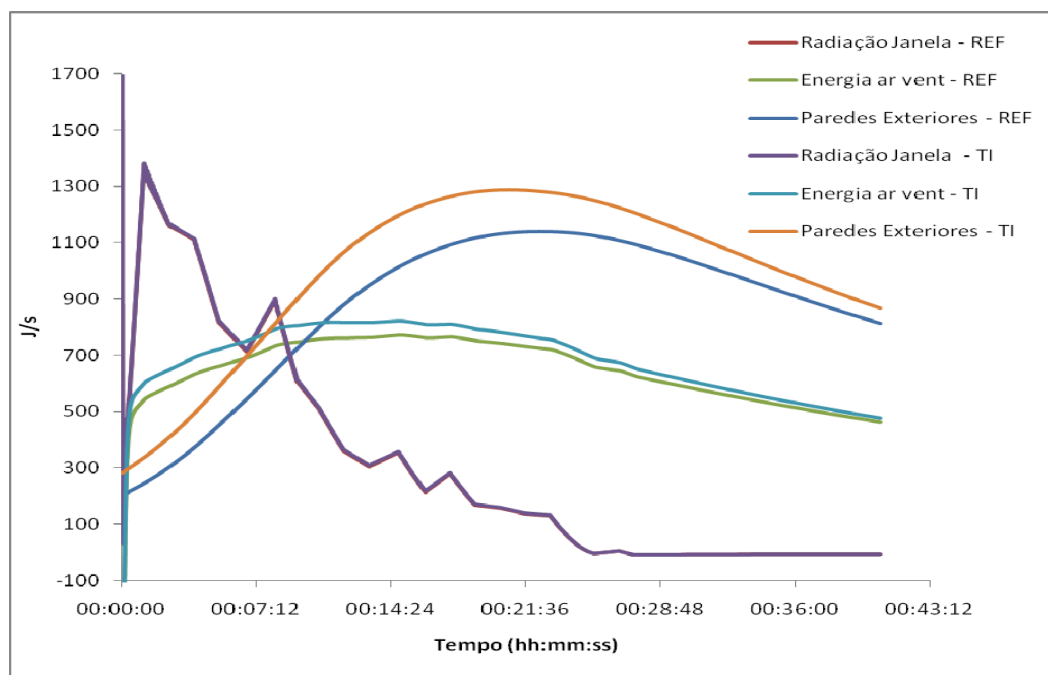


Figura 37 – Fluxo de calor para o ambiente no cenário - TI

Agora analisa-se o efeito do PCI na temperatura das paredes e janela pela Figura 39, e nota-se que, naturalmente, um menor PCI corresponde a uma redução das duas temperaturas ao longo do ciclo, com efeito reduzido na inércia térmica.

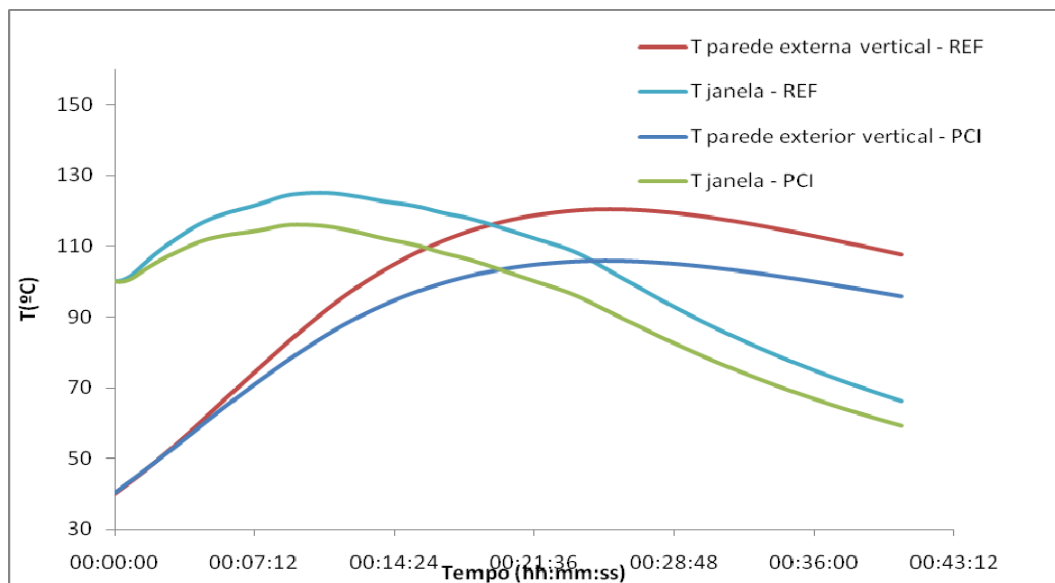


Figura 38 – Efeito do PCI na temperatura das paredes

Continua-se a análise para o cenário das temperaturas iniciais na Figura 40. É claramente visível que a temperatura da janela não alterou, indicando que, no modelo, a temperatura da janela não é influenciada pela temperatura das outras paredes. Relembre-se que é negligenciado no modelo, as trocas de energia por radiação entre as paredes e a janela. Nota-se também que a temperatura inicial tem impacto reduzido na forma da curva de temperatura da parede externa vertical, apenas afectando de uma maneira quantitativa.

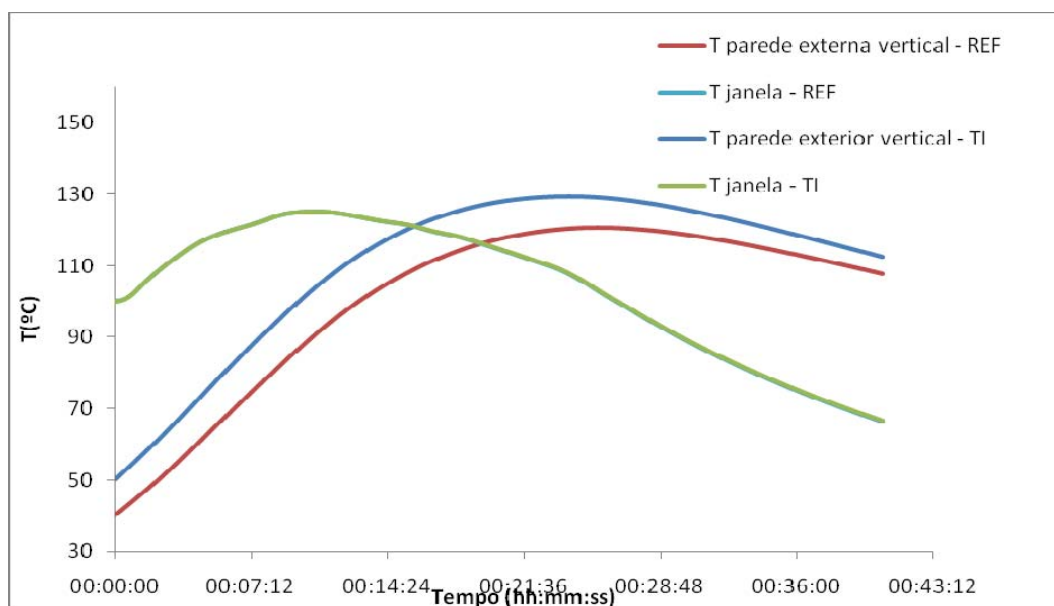


Figura 39 – Efeito da temperatura inicial na temperatura das paredes

Por fim, é feita uma comparação da temperatura dos gases de combustão caso não fosse usada uma correlação experimental para a temperatura dos gases de escape, considerando assim a temperatura dos gases de escape, igual à temperatura dos gases na câmara de combustão, com o resultado visível na Figura 41. Como podemos observar, e comprovando o que já foi referido, a temperatura dos gases de combustão no novo cenário é menor que no cenário de referência ao longo de todo o ciclo, acontecendo o oposto após terminado o ciclo, com temperaturas muito baixas, e a diferença entre estas temperaturas é maior, quanto maior for a temperatura. Este efeito é causado por aumentos de temperatura de gases de escape mais reduzidos para temperaturas mais elevadas na câmara de combustão, na correlação, afectando o balanço energético aos gases na câmara.

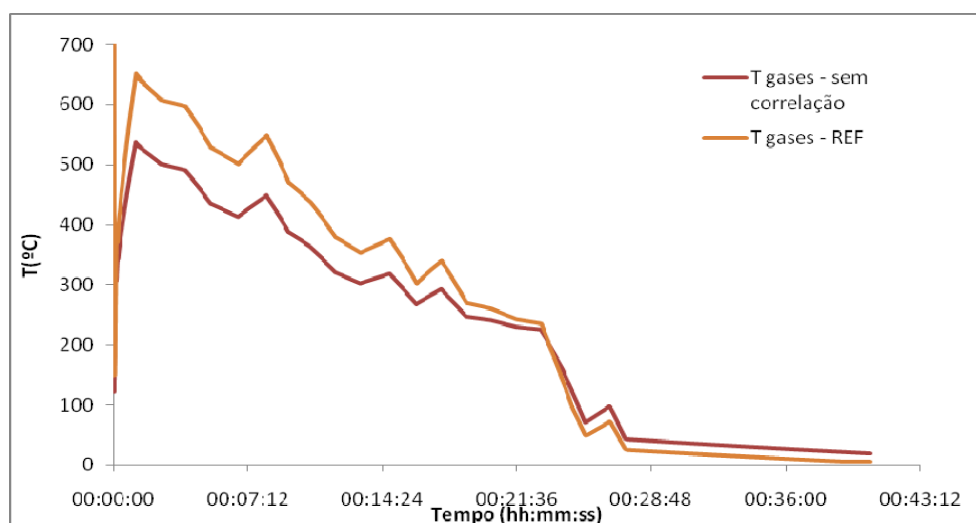


Figura 40 – Efeito da correlação na temperatura dos gases na câmara

5.3 Modelo vs Resultados experimentais

Procede-se agora para a comparação dos valores obtidos por um ensaio experimental com os valores calculados pelo modelo.

A começar pela temperatura dos gases na câmara de combustão. Relembre-se que foi admitido temperatura uniforme dentro da câmara de combustão, e que a temperatura medida experimentalmente situa-se mesmo em cima da chama, ou seja, a temperatura medida experimentalmente aproxima-se mais à temperatura da chama, do que à temperatura média dos gases na câmara de combustão. A Figura 42 mostra que a temperatura máxima atingida no ensaio experimental, 686°C, ocorreu aproximadamente

7 minutos após o início do ciclo de combustão. Relativamente à temperatura máxima calculada pelo modelo (707°C, 1m15s), a temperatura máxima do ensaio foi 21°C superior, e ocorreu aproximadamente 6 minutos após a primeira. A diferença do tempo necessário para ocorrer a temperatura máxima pode ter várias causas que o modelo não tem em conta, como por exemplo, diferentes condições iniciais de combustão (calor disponível da madeira em combustão do carga anterior ou a disposição da madeira na grelha), não deixando de ter possíveis causas directas do modelo, como por exemplo, a distância dos coeficientes de transferência de calor modelados com os coeficientes reais.

As duas curvas apresentam formas semelhantes. No entanto, a temperatura calculada pelo modelo distancia-se de uma forma acentuada da temperatura obtida no ensaio após o que seria aproximadamente um ciclo de combustão (20 minutos). Isto indica que o modelo não responde bem aos consumos baixos característicos de uma combustão sob a forma de brasas, e deve-se provavelmente a um valor de consumo de madeira demasiado baixo.

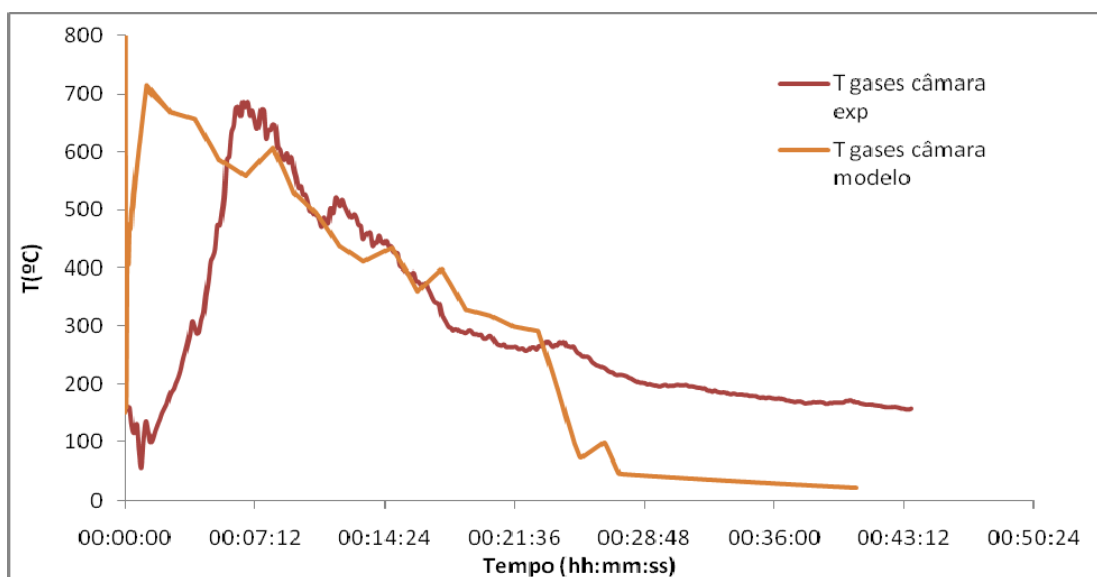


Figura 41 – Temperatura dos gases de combustão previstas no modelo e valores obtidos experimentalmente durante a combustão de pinho.

As Figuras 43, 44, 45, e 46 comparam as temperaturas das paredes, janela, e ar de ventilação calculadas no modelo, com as temperaturas obtidas no ensaio.

Em todos os pontos medidos, as curvas experimentais e as curvas calculadas são semelhantes. No entanto, para as paredes externas superior e vertical, a temperatura calculada no modelo foi sempre superior ao longo de todo o ciclo de combustão, com

diferenças superiores a 30°C. Isto indica que, provavelmente, as equações da convecção ou da radiação nas paredes externas têm um coeficiente bem distante do valor real, não estando necessariamente as próprias equações erradas.

A temperatura da janela calculada aproxima-se da temperatura experimental no final do ciclo de combustão, a diferença inicial pode ser, em parte, devida à colocação do termopar na janela após a recarga, o que provoca algum atraso na estabilidade entre a temperatura medida pelo termopar e a da janela.

Quanto ao ar de ventilação, a temperatura modelada foi inferior à temperatura obtida nos ensaios experimentais, indicando que a convecção para o ar de ventilação não está bem modelada. É preciso ter em conta que a temperatura modelada refere-se a uma temperatura média em todo o volume de controlo 2, e a temperatura medida experimentalmente refere-se à temperatura de saída do ar de ventilação.

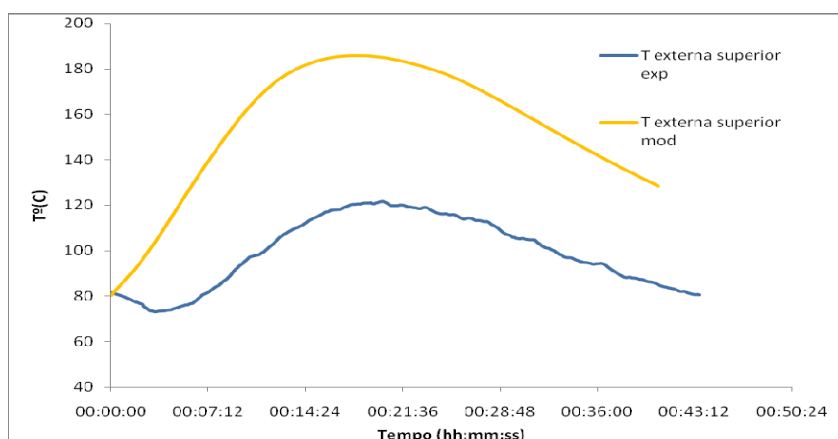


Figura 42 – Evolução da temperatura da parede externa superior prevista no modelo e experimental.

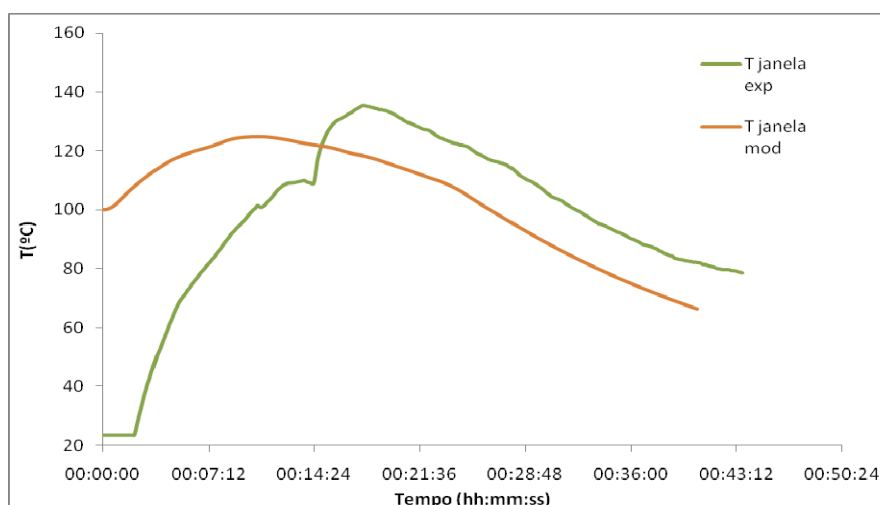


Figura 43 – Evolução da temperatura da janela prevista no modelo e experimental

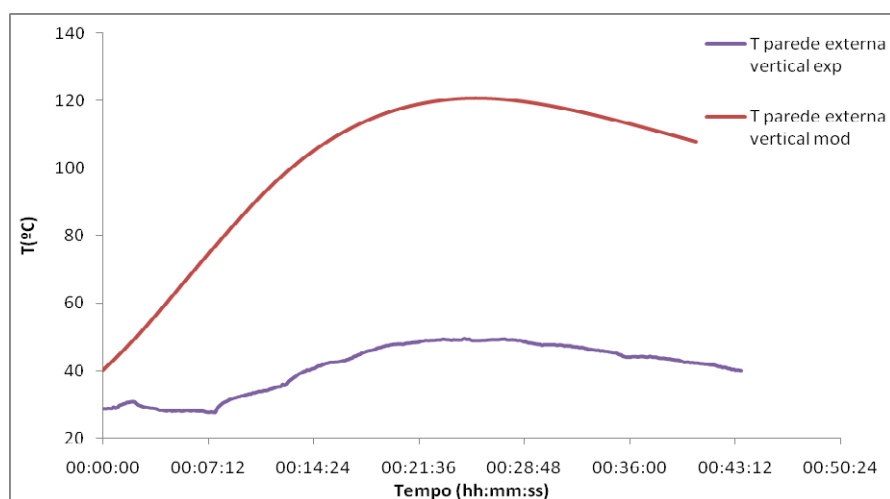


Figura 44 – Evolução da temperatura da parede externa vertical prevista no modelo e experimental.

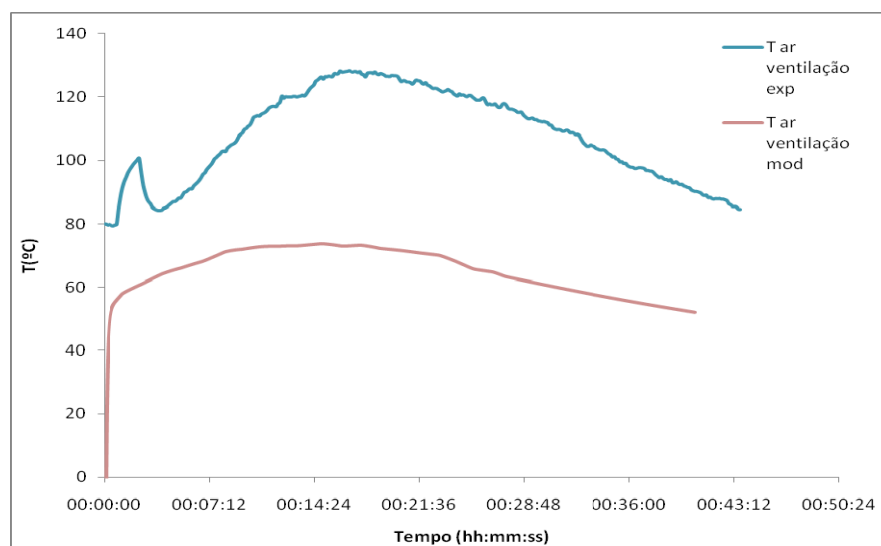


Figura 45 – Evolução da temperatura do ar de ventilação prevista no modelo e experimental.

Capítulo 6 - Conclusões

6.1 *Principais conclusões*

Ao longo do desenvolvimento deste trabalho foi realizada uma pesquisa bibliográfica e experiências laboratoriais, com o intuito de cumprir os objectivos propostos.

O objectivo de analisar o processo de combustão de uma carga de biomassa num fogão doméstico foi atingido através dos estudos realizados. Estes estudos permitiram perceber os diversos factores relevantes para o processo, e ter uma noção da importância destes factores no mesmo. Por exemplo, da pesquisa bibliográfica resulta a percepção de que para a determinação da taxa de combustão neste tipo de sistemas é mais importante a resistência à transferência de calor e massa na partícula de biomassa, do que a cinética das reacções específicas.

Quanto ao objectivo de conceber e implementar um modelo numérico que permita simular a evolução temporal do processo de combustão duma carga de biomassa, o modelo foi concebido, e consegue calcular diversas variáveis do sistema ao longo do tempo. No entanto, nesta fase, para alguns fenómenos, principalmente ligados à combustão da biomassa, como a secagem ou a desvolatilização não foram concebidos ainda submodelos específicos.

Finalmente, no que toca ao objectivo de validar o modelo desenvolvido com valores experimentais, o confronto dos resultados experimentais com o modelo revelou que o modelo prevê qualitativamente o comportamento da temperatura no fogão, embora do ponto de vista quantitativo existam diferenças. Este aspecto carece de refinamento em versões futuras.

As principais dificuldades encontradas na formulação de um modelo dinâmico aplicado à combustão de cargas de lenha num fogão doméstico estão relacionadas com o grande número de factores que afectam a própria combustão, e com o seu carácter transiente. A modelação das trocas de calor por radiação na câmara de combustão

também apresentou alguma dificuldade, acrescido resultado das propriedades radiativas dos gases de combustão.

A incorporação no modelo de um consumo de biomassa obtido experimentalmente inviabiliza a sua aplicabilidade a condições de combustão de biomassa distintas das condições dos ensaios experimentais realizados. Mesmo assim, a comparação dos resultados experimentais com as variáveis obtidas pelo modelo não são satisfatórias o suficiente para validar o modelo. É, portanto, necessária para a sua validação, uma melhoria de diversos aspectos no modelo, quer no que toca a coeficientes, quer no que toca a correlações, ou mesmo nos próprios balanços.

Conclui-se também que a componente experimental tem uma elevada importância na concepção do modelo, tendo sido a iteração entre observações experimentais e resultados do modelo, uma constante no desenvolvimento do trabalho.

O modelo desenvolvido neste trabalho não deixa de ser um importante passo para uma melhor compreensão destes sistemas, na medida em que permitiu concluir que, por exemplo, a radiação tem um papel de elevada importância na transferência de calor nos mesmos, principalmente para elevadas temperaturas de gases de combustão; ou também que a inércia térmica criada pela massa das paredes, ao influenciar a velocidade a que o sistema consegue fornecer calor, constitui um parâmetro importante a ter em conta na operação e concepção destes sistemas.

6.2 Trabalho futuro

Como foi referido, o modelo apresenta diversos pontos fracos, e seria naturalmente interessante melhorá-lo principalmente nestes pontos. A incorporação de um modelo de combustão para a lenha, que tenha em conta os diversos fenómenos de transferência de calor e massa, a secagem, a pirólise, as condições de escoamento na câmara, e as diversas reacções heterogéneas e homogéneas seria de grande valor, pois permitiria a análise da influência de todos estes factores no desempenho energético e ambiental destes sistemas de combustão.

A melhoria do modelo com vista à sua validação por resultados experimentais é também de grande importância, para que as potencialidades de análise ao comportamento do sistema possam ser exploradas com menos restrições.

Bibliografia

- [1] Direcção Geral da Energia e dos Transportes
http://europa.eu.int/comm/dgs/energy_transport/index_pt.html
- [2] Comunicação da Comissão ao Conselho e ao Parlamento Europeu - Roteiro das Energias Renováveis - Energias Renováveis no Século XXI: construir um futuro mais sustentável, {SEC(2006) 1719} {SEC(2006) 1720} {SEC(2007) 12}, COM(2006) 848 final, Bruxelas, 10.1.2007
- [3] Comunicação da Comissão - Plano de acção Biomassa, {SEC(2005) 1573}, COM(2005) 628 final, Bruxelas, 07.12.2005
- [4] Colomba Di Blasi. Modeling chemical and physical processes of wood and biomass pyrolysis, Progress in Energy and Combustion Science 34, 47–90, 2008
- [5] Michel Bellais. Modelling of the pyrolysis of large wood particles, Doctoral Thesis, Stockholm, Sweden, 2007
- [6] Pettersen, Roger C. The chemical composition of wood. Advances in chemistry series 207, Washington, DC: American Chemical Society, 1984
- [7] Paula Pinto. Influência da estrutura química dos componentes da madeira no seu desempenho nos processos de produção de pastas celulósicas - estudo comparativo entre o eucalyptus globulus e outras folhosas, Pinto, Paula Cristina de Oliveira Rodrigues, Tese de doutoramento, Departamento de Química, Universidade de Aveiro, 2005
- [8] João Dias. Utilização da biomassa: avaliação dos resíduos e utilização de pellets em caldeiras domésticas, Dissertação de Mestrado, Instituto Superior Técnico. 2002
- [9] Wood handbook—Wood as an engineering material. Gen. Tech. Rep. FPL–GTR–113. Madison, WI: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory, 463 p. 1999
- [10] European Biomass Industry Association, <http://www.eubia.org/115.0.html>

- [11] T.M. Maker. Wood-Chip Heating Systems: a guide for institutional and commercial biomass installations. Biomass Energy Ressource Center, 2004
- [12] D. Menghini, F.S. Marra, C. Allouis, F. Beretta. Effect of excess air on the optimization of heating appliances for biomass combustion, *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2008) 1371–1380
- [13] Changkook Ryua, Yao Bin Yanga, Adela Khora, Nicola E Yatesb, Vida N Sharifia and Jim. Effect of fuel properties on biomass combustion: Part I. Experiments—fuel type, equivalence ratio and particle size, *Swithenbanka* , *Fuel* Volume 85, Issues 7-8, May 2006, Pages 1039-1046.
- [14] Jaakko Saastamoinen, Jean-Robert Richard. Simultaneous Drying and Pyrolysis of Solid Fuel Particles, *Combustion and Flame* 106:288-300, 1996
- [15] Morten G. Grønli. Mathematical Model for Wood Pyrolysis Comparison of Experimental Measurements with Model Predictions, *Energy & Fuels* 2000, 14, 791-800
- [16] SANTOS F. A. Modelo Matemático para a Combustão de Partícula Isolada de Biomassa. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Publicação MTARH.DM-91A/2005, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 85p.
- [17] A. Murty Kanury. Heat Transfer Analysis of a Domestic Wood-Burning, “Heat-Circulating” Fireplace, *Energy* Vol. 4, pp 277-285, 1979
- [18] Yunus A. Çengel. Heat and Mass Transfer – A Practical Approach, Third Edition, 2006
- [19] João Luís Toste de Azevedo, Apontamentos de Complementos de Radiação Prof. Auxiliar do DEM/IST, Fevereiro 2000
- [20] Jack Philip Holman. Transferência de Calor. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1983
- [21] R. Viskanta and M. P. Mengo. Radiation Heat Transfer In Combustion Systems, *Prog. Energy Combust. Sci.* 1987. Vol 13, pp. 97-160
- [22] Antonio Galgano, Colomba Di Blasi, Andrej Horvat, and Yehuda Sinai. Experimental Validation of a Coupled Solid- and Gas-Phase Model for Combustion and Gasification of Wood Logs, *Energy & Fuels* 2006, 20, 2223-2232
- [23] Jaakko Saastamoinen, Pekka Tuomaala, Tuomas Paloposki, Krzysztof Klobut. Simplified dynamic model for heat input and output of heat storing stoves, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 2878–2890

- [24] Alexandra Santos, Paula Silva. Desenvolvimento e aplicação duma metodologia para avaliação do desempenho ambiental e energético dum sistema residencial de combustão de biomassa, Universidade de Aveiro, 2005
- [25] Caracterização Energética e Ambiental de Recuperadores de Calor para Lareiras, Projecto INOVALGARVE-RECUPERA 03/04
- [26] Michael F. Modest, Radiative Heat Transfer, Second Edition, 2003

Anexo I - Correlações

Tabela A.1 – Correlações usadas para as propriedades do fluido [18].

T(K)	Viscosidade cinemática m²/s	Pr	Conductividade térmica W/(m.K)
-273	0.00001338	0.7362	0.02364
0	0.00001338	0.7362	0.02364
25	0.00001562	0.7296	0.02551
50	0.00001798	0.7228	0.02735
70	0.00001995	0.7177	0.02881
100	0.00002306	0.711	0.03095
160	0.00002975	0.7014	0.03511
200	0.00003455	0.6974	0.03779
250	0.00004091	0.6946	0.04104
300	0.00004765	0.6935	0.04418
350	0.00005475	0.6937	0.04721
400	0.00006219	0.6948	0.05015
450	0.00006997	0.6965	0.05298
500	0.00007806	0.6986	0.05572
600	0.00009515	0.7037	0.06093
700	0.0001133	0.7092	0.06581
800	0.0001326	0.7149	0.07037
1000	0.0001741	0.726	0.07868
2000	0.000427	0.7539	0.11113

Tabela A-2 – Correlação para a temperatura do ar em função da sua energia interna [18].

u (kJ/kg)	T (K)
0	0
214.07	300
250.02	350
286.16	400
322.62	450
359.49	500
396.86	550
434.78	600

Tabela A-3 – Correlação para a entalpia específica do ar em função da temperatura

T(K)	h (kJ/kg)
0	0
250	250050
300	300190
350	350490
400	400800
450	451800
500	503020
550	555740
600	607020
1000	104604

Anexo II –Cálculo da emissividade dos gases

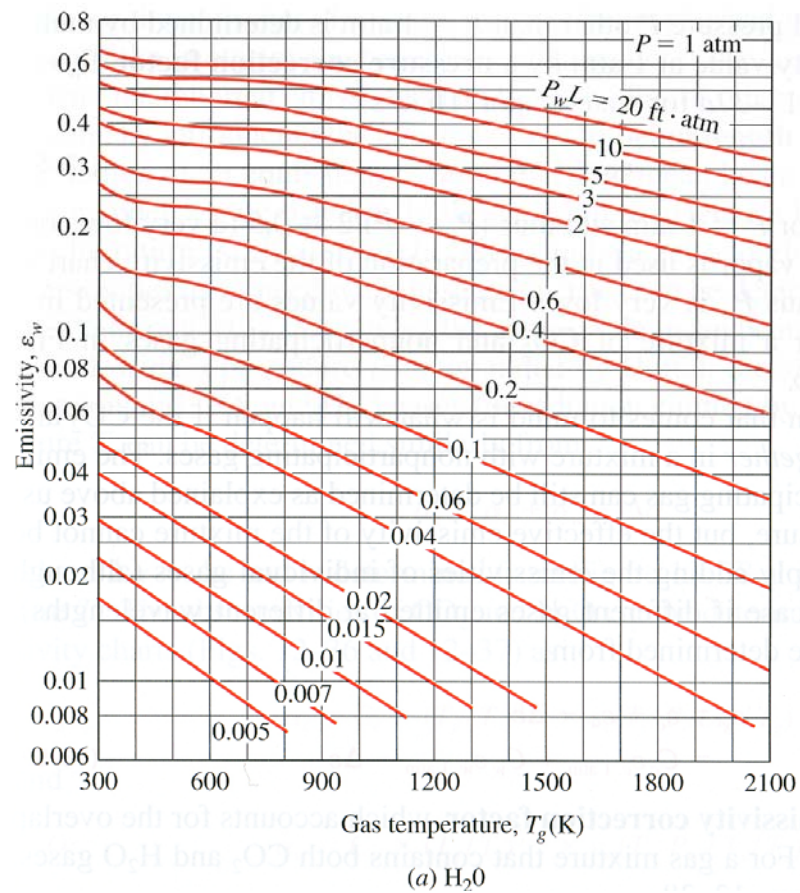


Figura A-1 – Gráfico para cálculo da emissividade do vapor de água em função da temperatura

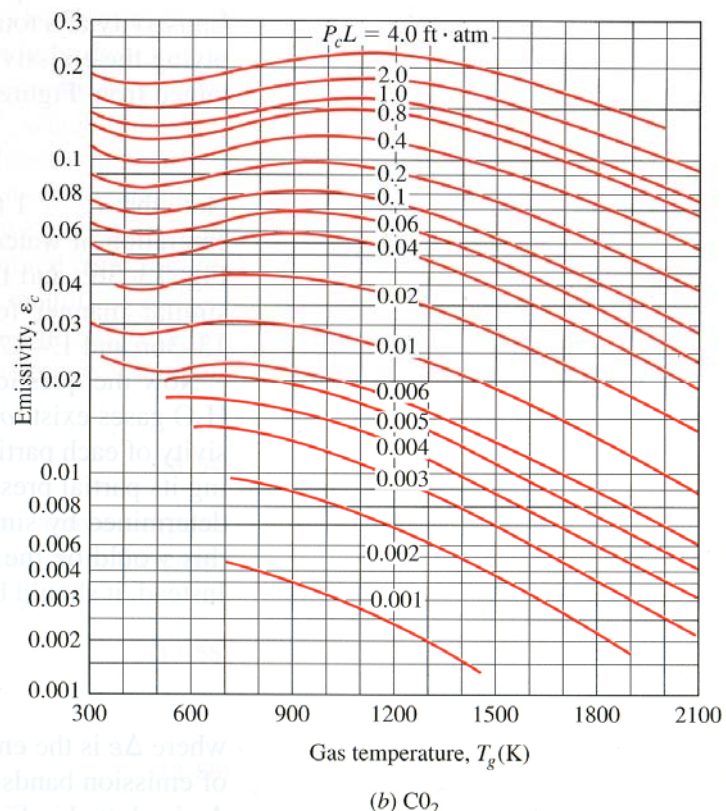


Figura A-2 – Gráfico para o cálculo da emissividade do CO₂ em função da temperatura.

Tabela A-4 – Curva usada para a emissividade do CO₂ em função da temperatura.

T(K)	emissividade CO2
0	0
300	0.065
600	0.06
900	0.07
1200	0.065
1500	0.05

Tabela A-5 - Curva usada para a emissividade corrigida do CO₂ em função da temperatura.

T(K)	emissividade corrigida CO₂
0	0
300	0.055
600	0.05
900	0.06
1200	0.053
1500	0.045

Tabela A-6 - Curva usada para a emissividade do H₂O em função da temperatura.

T(K)	emissividade H₂O
0	0
300	0.095
600	0.065
900	0.048
1200	0.033
1500	0.025

Tabela A-7 - Curva usada para a emissividade corrigida do H₂O em função da temperatura.

T(K)	emissividade corrigida H₂O
0	0
300	0.08
600	0.05
900	0.035
1200	0.028
1500	0.016